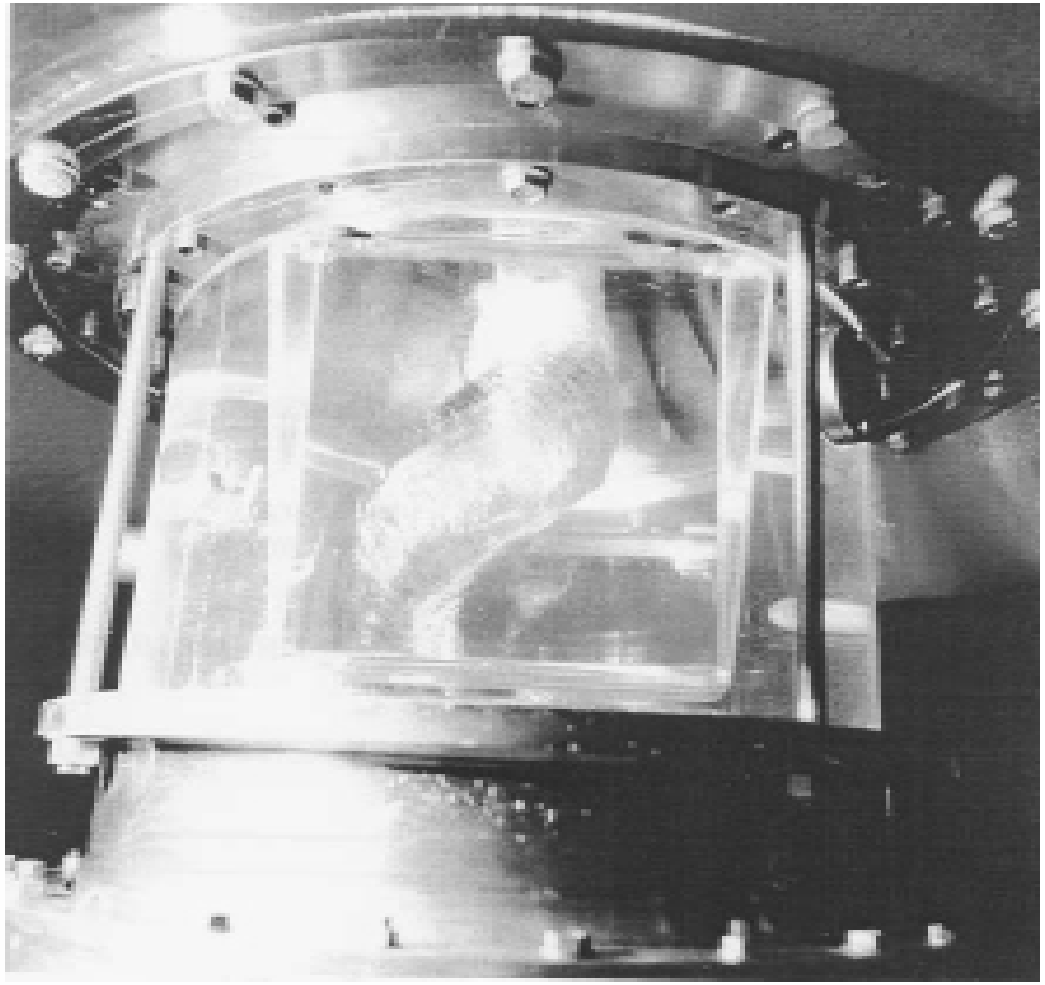
CURSO TURBINAS HIDRÁULICAS II (OCH02)

Objetivo General
Profundizar sobre el funcionamiento de una turbina en referencia a su carga.

Gestor de contenidos
Alejandro Moreno



INTRODUCCIÓN

En nuestro parque de generación hidroeléctrica en Latinoamérica, hay en funcionamiento 96 turbinas hidráulicas, de las cuales 45 son del tipo Francis, 40 del tipo Pelton y 11 del tipo Kaplan. Por lo anterior el contenido de este curso estará enfocado en los tipos de turbinas antes mencionados.

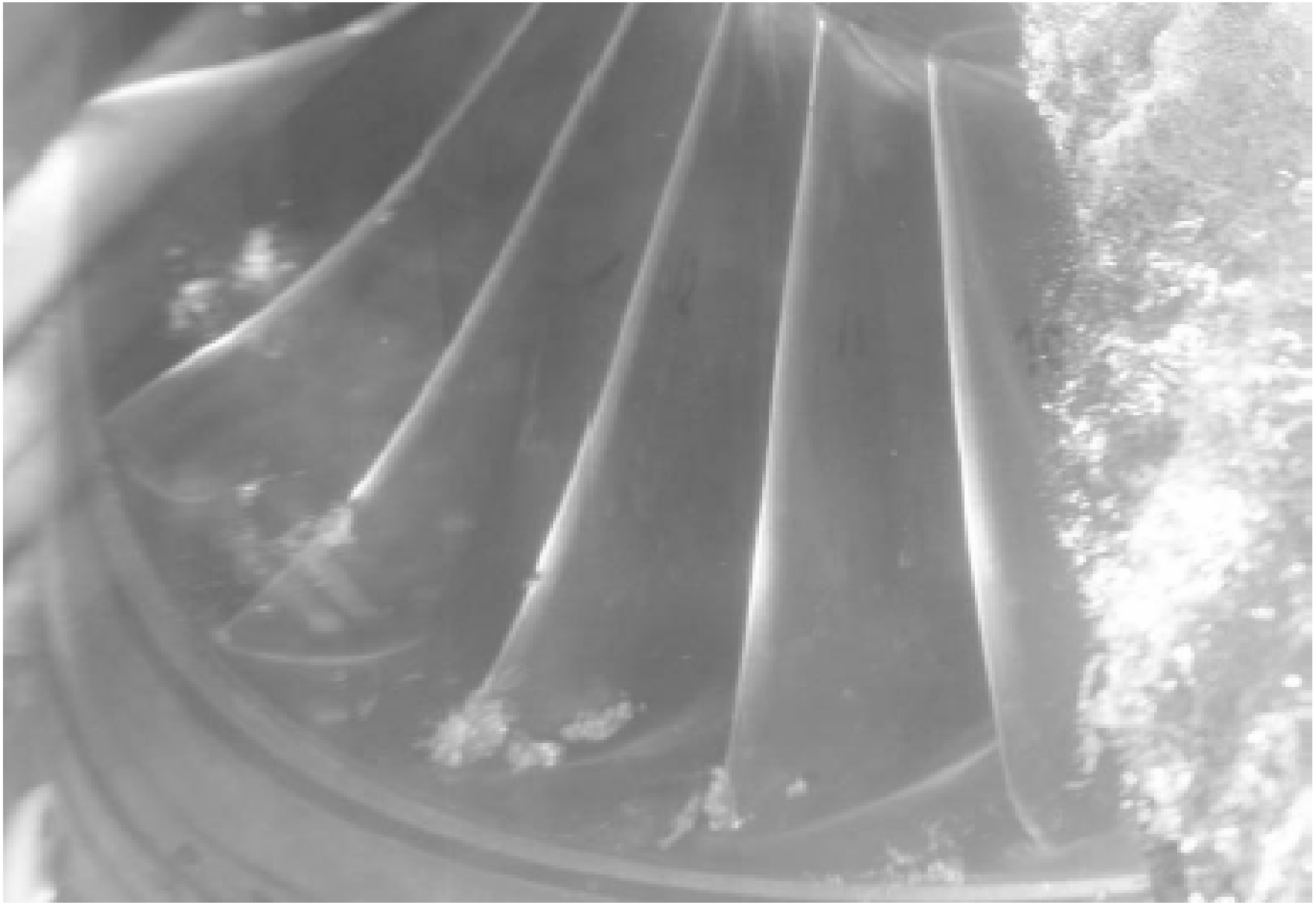
El contenido no busca entrar en detalles teóricos, sino más bien presentar descripciones básicas y prácticas. El lector podrá profundizar los aspectos teóricos consultando la literatura recomendada al final de este curso.

UNIDAD I

Comportamiento de una turbina en referencia a su carga

OBJETIVO

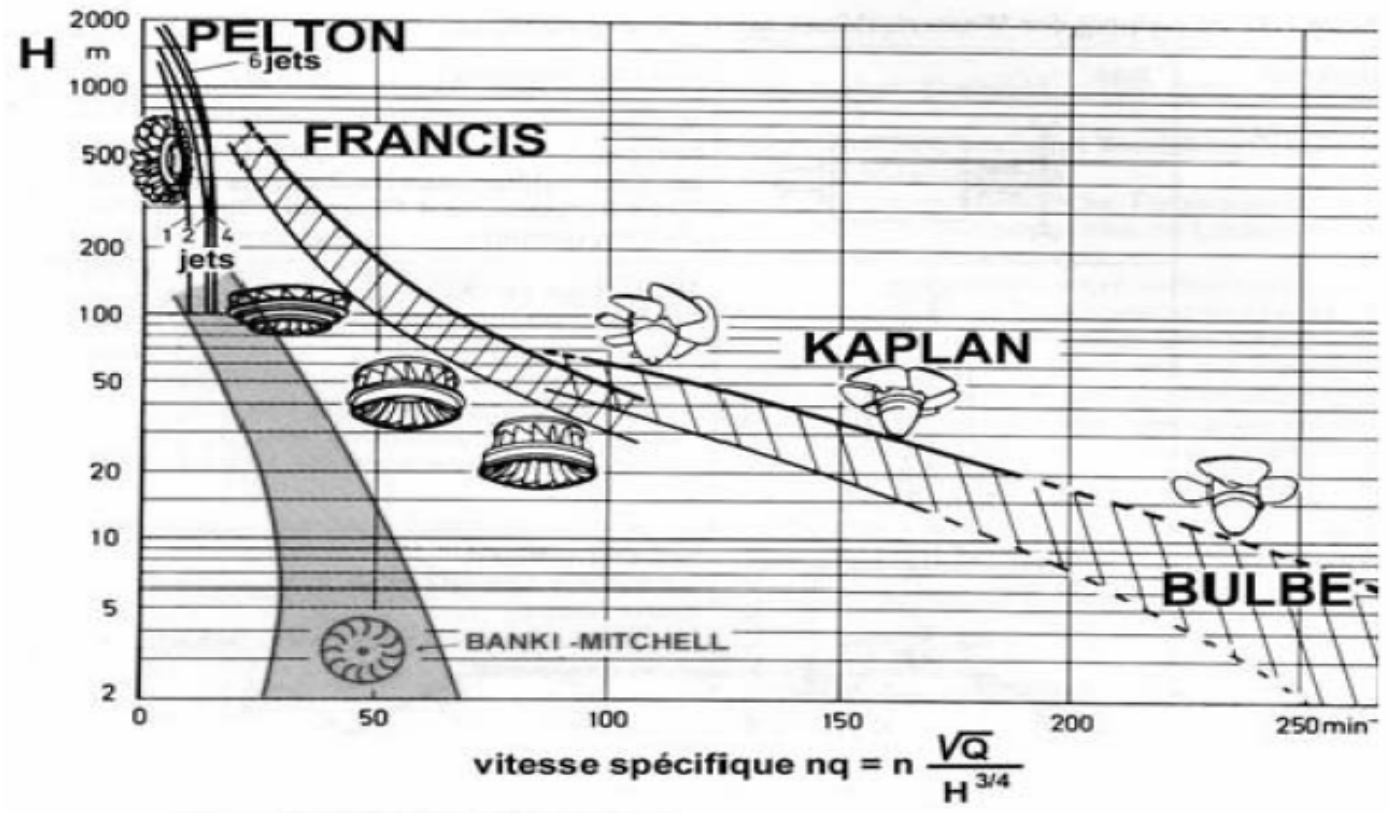
Suministrar los conceptos básicos para identificar zonas características de operación en función de la altura neta y caudal turbinado.



Rodete de una turbina tipo Francis durante un ensayo en modelo reducido.
Cavitación a la salida.

Para comenzar, nos referiremos brevemente al campo de aplicación de los diferentes tipos de turbinas, el que debemos tener en cuenta en el desarrollo de este curso.

El campo de aplicación se puede representar en función de la altura neta H y velocidad específica nq. La velocidad específica es un parámetro que depende de la velocidad de rotación, del caudal y de la altura neta. El gráfico siguiente resume el campo de aplicación de cada tipo de turbinas conforme a estadísticas de realizaciones de prototipos:



n: velocidad de rotación
Q: caudal

Entrando en el detalle de los tipos de carga de las turbinas, debemos conocer sus zonas típicas de operación, para lo cual nos ayudaremos del diagrama de colina. Dentro de la información que presenta dicho tipo de diagrama, tenemos:

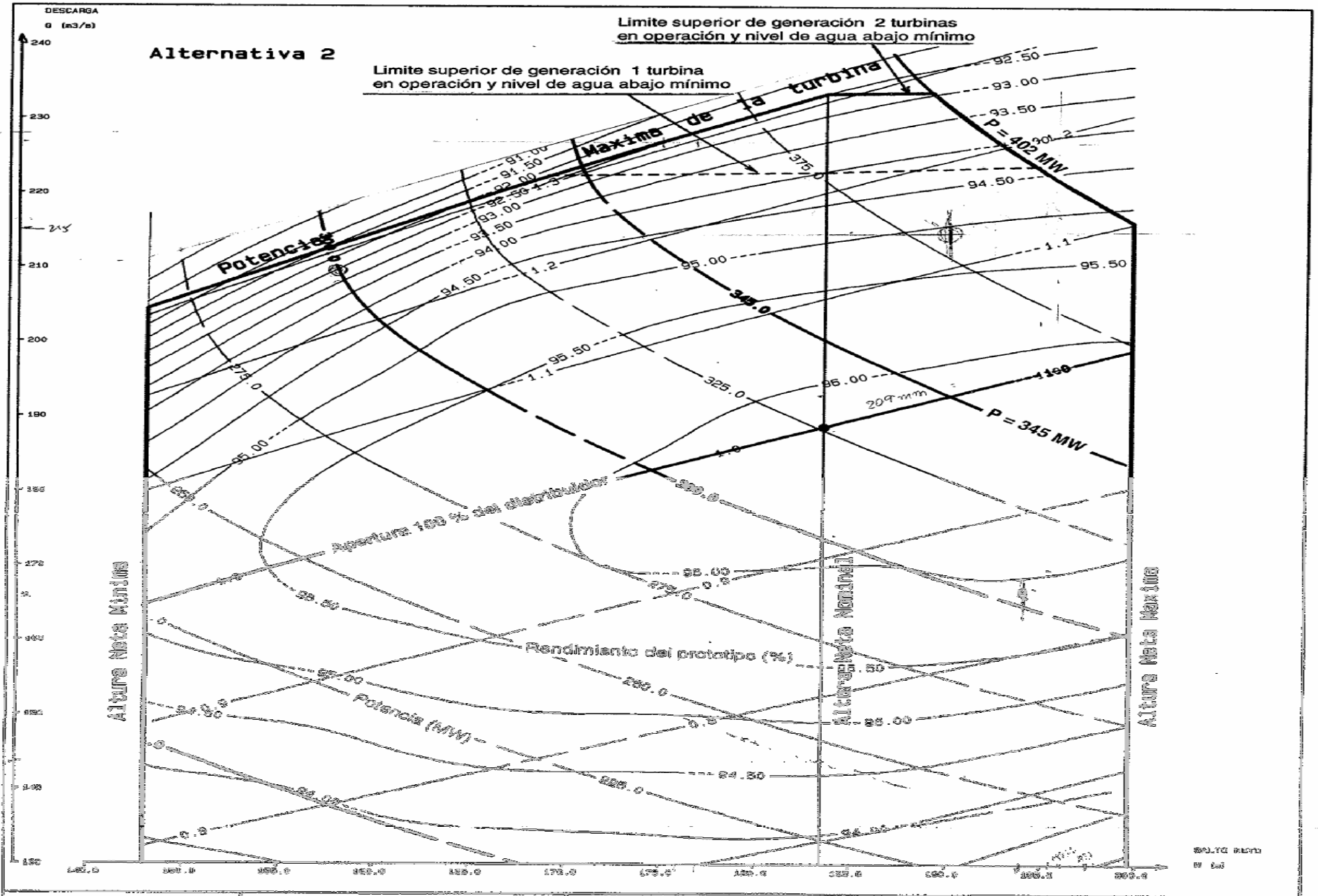
- altura neta,
- caudal,
- rendimiento,
- potencia,
- apertura del distribuidor,
- etc.

En él, podemos observar el rango de trabajo en función de la altura neta y caudal, en que el fabricante ha entregado sus garantías de buen funcionamiento.

En dicho rango se encuentran las zonas de operación previstas para el funcionamiento de la turbina en el largo plazo, es decir para la vida útil esperada. En general, podemos hablar de las siguientes zonas de operación típicas:

- de baja carga (carga parcial, menor a potencia nominal)
- nominal
- sobrecarga (mayor a potencia nominal)

Veamos un ejemplo de diagrama de colina correspondiente a las turbinas de la Central Ralco (Francis):



ALSTOM

Curvas de comportamiento hidráulico
Salto neto - descarga

PROYECTO RALCO
ENDESA

Anexo A 7.01.A - 14 1/2
Altas cargas

Rel. P8587 1/2

Fecha de elab. 2000

En un buen diseño, la operación más suave de funcionamiento de la turbina se encontrará en la zona donde están las condiciones nominales de altura neta y caudal, para las cuales se ha definido la operación típica de la turbina.

Dicha condición suave, desmejorará a medida que el punto de operación se aleje de dicha zona. Es así como en los límites de funcionamiento equivalentes a potencia mínima y a potencia máxima, normalmente no es aconsejable la operación permanente sino que un cierto número de horas de servicio al año.

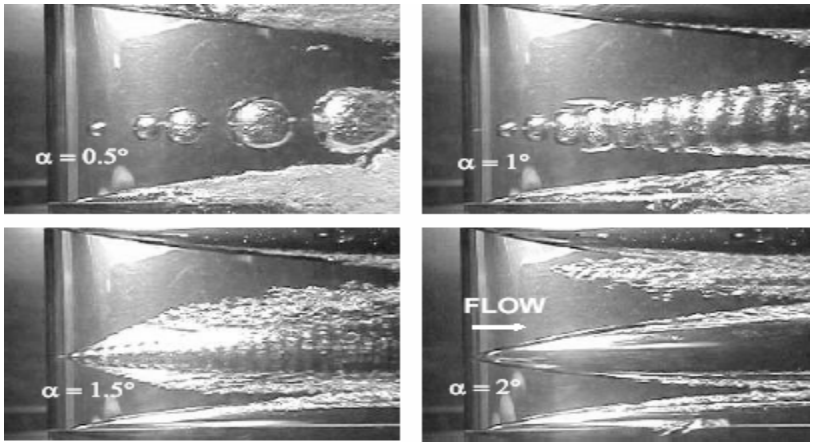
Operando fuera del rango garantizado es normal obtener un incremento de las condiciones de cavitación, inestabilidad, vibraciones y ruido, incluso llevar a una fatiga acelerada de material.

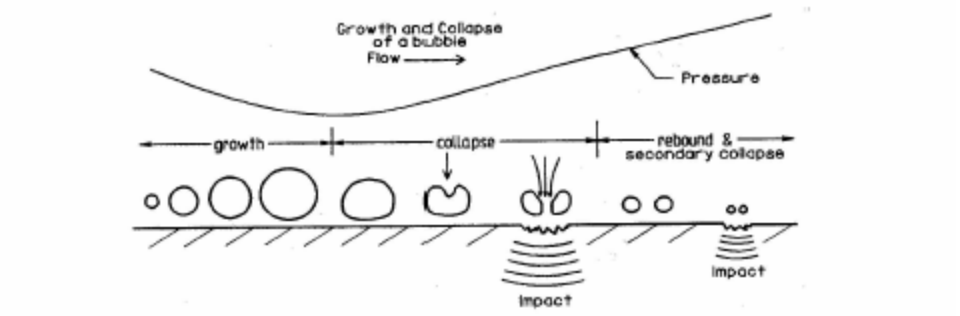
En consecuencia, la operación prolongada fuera del rango garantizado podrá afectar fuertemente la disponibilidad operativa, por la detención para reparaciones y por la disminución de la vida útil del equipo.

A continuación profundizaremos este tema de acuerdo a los tipos de problemas que pueden presentarse según el punto de operación de la turbina.

CAVITACIÓN

En las inspecciones de mantenimiento de las turbinas tipo Francis y Kaplan, es normal observar daños derivados de cavitación en los rodetes y piezas anexas. El fenómeno se inicia en ciertas condiciones de operación, en las cuáles áreas de extrema baja presión (por debajo de la presión de vapor de saturación) producidas por irregularidades del flujo, generan cavidades de vapor. El efecto de este fenómeno es que cuando estas cavidades de vapor pasan en forma abrupta a zonas de mayor presión, colapsan causando choques de alta presión. Si el colapso ocurre adyacente a la superficie del metal, el impacto puede producir el arranque local de material.





Formación y colapso de una burbuja

Dentro de las posibles causas se encuentran:

- existencia de eventuales discontinuidades locales en el perfil de los álabes, o en el área inmediatamente aguas arriba de la superficie dañada,

- formas y perfiles no optimizados,

- transposición de formas y perfiles incorrectos del modelo al prototipo,

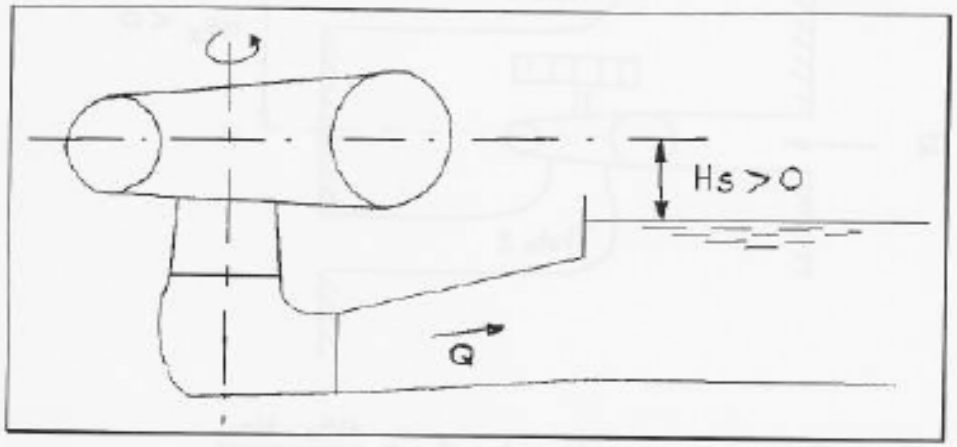
- operación de la unidad fuera de los rangos óptimos delimitados por la altura neta y caudal, y de su permanencia en dichas zonas de operación más allá de lo recomendado.

La caracterización del riesgo de cavitación que acostumbra a ocurrir en el lado de depresión de los álabes del rodete (hacia la salida, y en la salida), está dado por el coeficiente de Thoma, s:

THOMA

$$\sigma = \frac{Hatm - tv - Hs}{Hn}$$

$$\sigma = \frac{HNA \quad (or\ NPSH)}{Hn}$$



$$Hatm \approx 10.3 - \frac{Zd}{900} \qquad [mCE, mWC]$$

$$tv \approx 0.2 \quad \cdots \quad 0.3 \qquad [m]$$

(normal °C)

En que:

s : coeficiente de Thoma

Hn: altura neta

Hatm: altura barométrica

tv: altura de vapor de saturación

Hs: altura de aspiración

Q: caudal

Zd: nivel en la descarga

De acuerdo con lo anterior, hay menos riesgo de cavitación si la cota de implantación de la turbina está mucho más abajo que el nivel de descarga (situación normalmente llamada como turbina “enterrada” o “ahogada”), es decir, según la figura anterior $Hs<<0$.

No obstante, desde el punto de vista del diseño (dimensionamiento de unidad, selección de la velocidad de operación y del nivel de instalación, entre otros), encontrar la perfección para minimizar la ocurrencia del fenómeno cavitatorio normalmente resulta antieconómico.

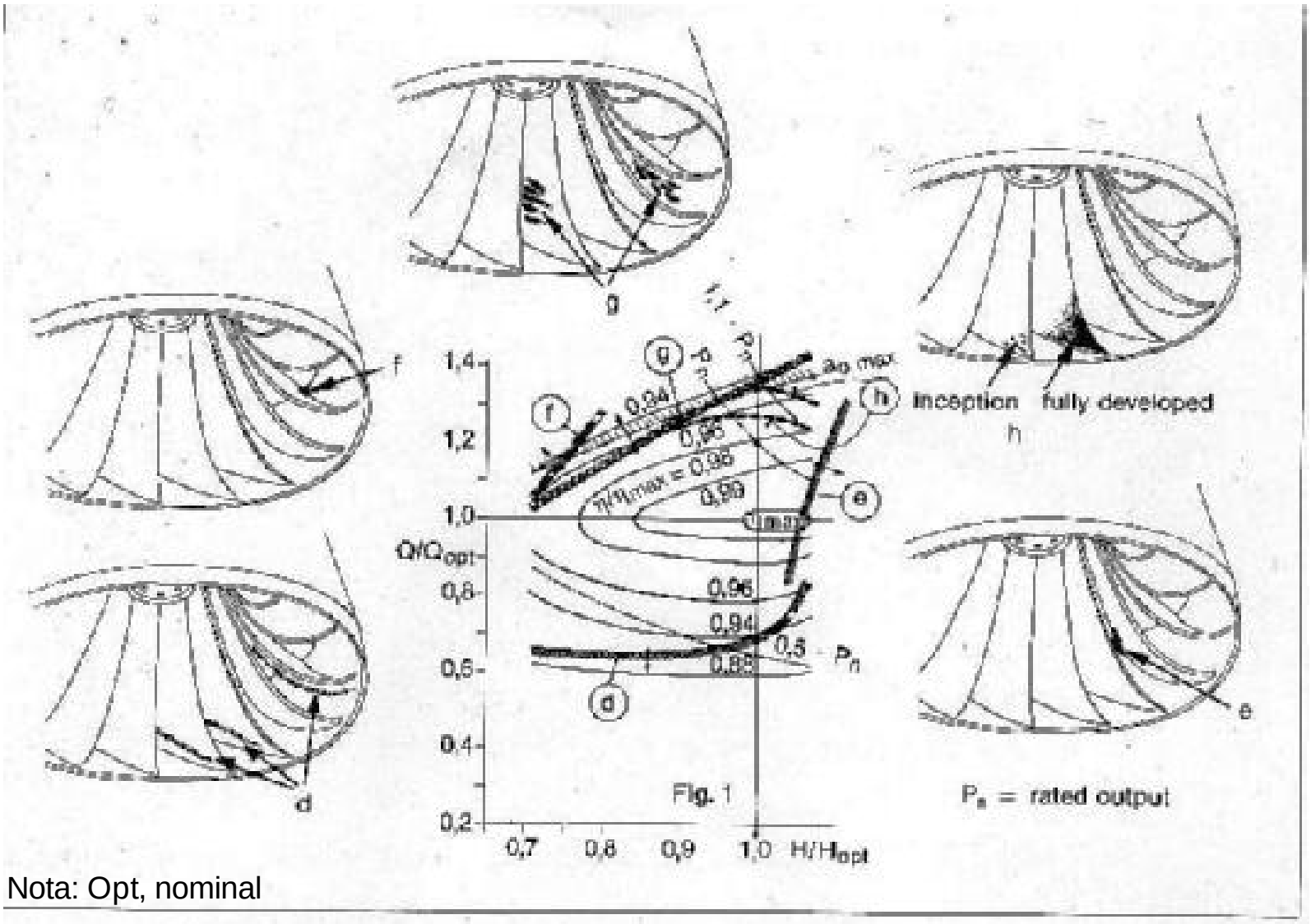
En consecuencia, el resultado del diseño vendrá dado por un compromiso entre la perfección técnica y la factibilidad económica, limitando el daño cavitatorio a una cantidad aceptable.

Es por ello que en un proceso de adquisición de turbinas, se debe exigir al fabricante una garantía respecto de este tema, en la que indique para un período de operación, los límites de daño admisible en función de la profundidad máxima y el material equivalente removido.

Ya dijimos que si el colapso de la cavidad de vapor ocurre adyacente a la superficie del metal, el impacto puede producir el arranque local de material. Conforme la superficie del metal se deteriora, la aceleración del daño puede aumentar rápidamente. Las principales consecuencias serán erosión, ruido y vibraciones. La extensión y profundidad del daño dependerá de la intensidad de la cavitación, de la resistencia del material, y del período de reacción para su reparación. Una cavitación severa sin un tratamiento oportuno tendrá como consecuencia una reducción en la estabilidad, eficiencia e integridad del equipo, pudiendo llegar finalmente a la total destrucción de la superficie bajo ataque.

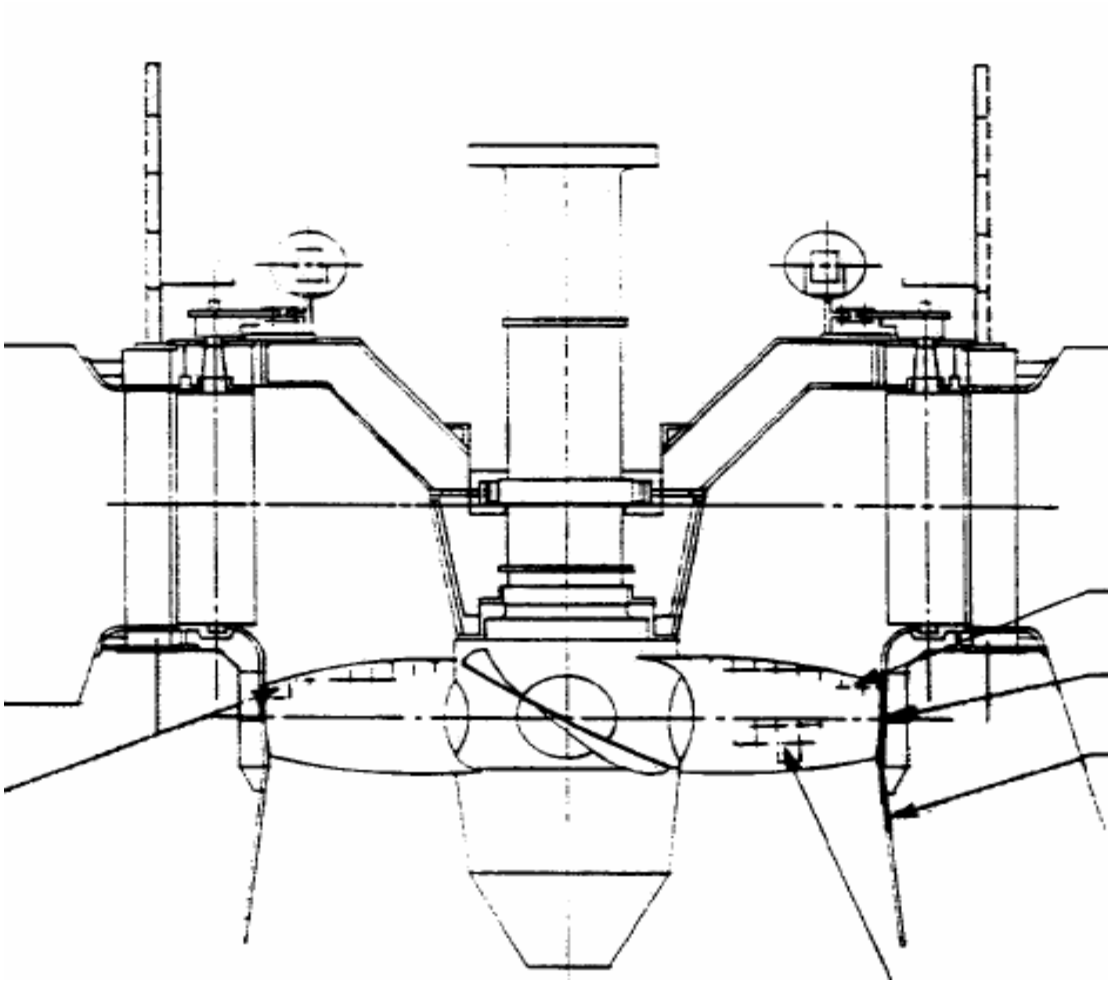
Daños cavitatorios en un rodete de una turbina tipo Francis

Veamos ahora cómo este fenómeno se presenta en una turbina tipo Francis en función de la carga, es decir en función de su punto de operación, altura neta (H), y caudal (Q), de acuerdo a los esquemas siguientes (fuente Voith Siemens):

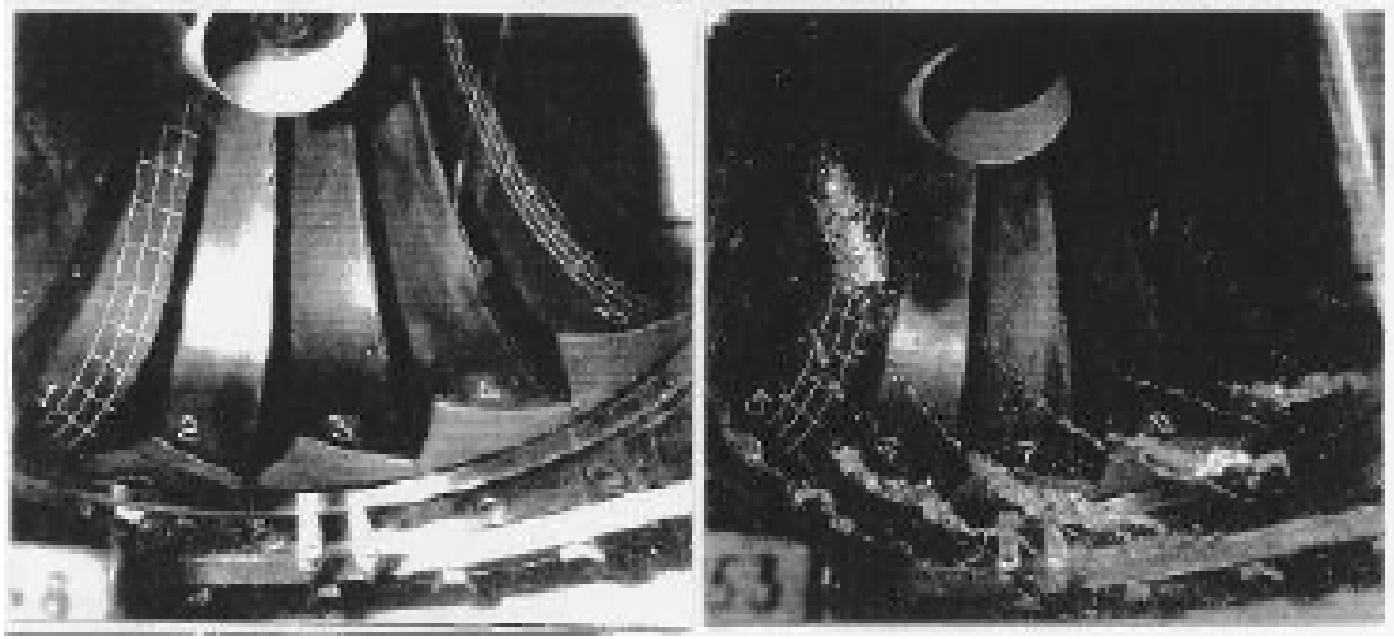


Nota: Opt, nominal

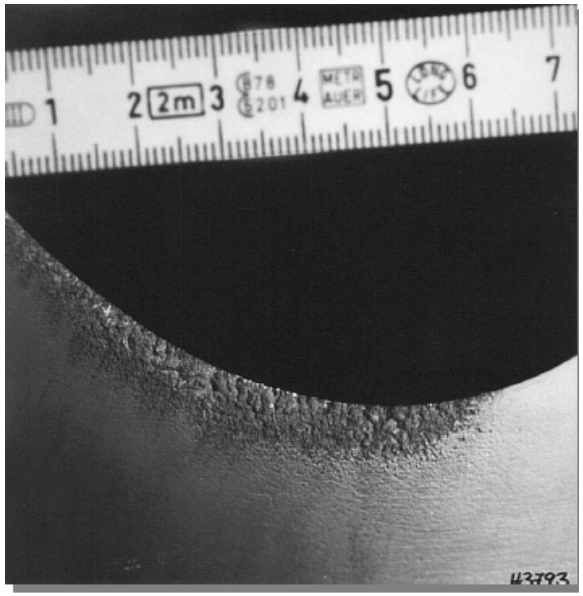
Veamos a continuación en las turbinas tipo Kaplan, las zonas típicas de ocurrencia de cavitación (fuente: U.S. Bureau of Reclamation):

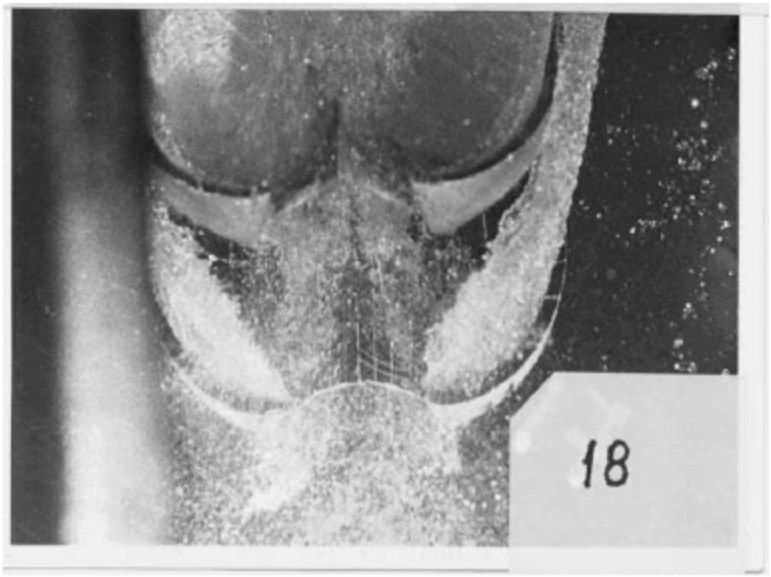

Cavitación borde de entrada pala del rodete
Cavitación anillo de descarga
Cavitación cono difusor
Cavitación borde de entrada pala del rodete
Cavitación baja presión

A continuación se muestran fotografías obtenidas en un ensayo en modelo reducido de una turbina tipo Francis (fuente EPFL). La fotografía de la izquierda muestra el punto de operación nominal, y la fotografía de la derecha muestra un punto de carga parcial, equivalente al 30 % de la potencia nominal, siendo evidente en esta última el comportamiento cavitatorio.



En el caso de las turbinas tipo Pelton, el fenómeno de cavitación no es común, y cuando se presenta, en la mayoría de los casos se debe a desviaciones de perfil hidráulico, como también a problemas derivados de las aguas de descarga.





Daños debidos a cavitación en la boca de la cuchara.

Rodete Pelton Silz (Austria)

(fuente VATECH)

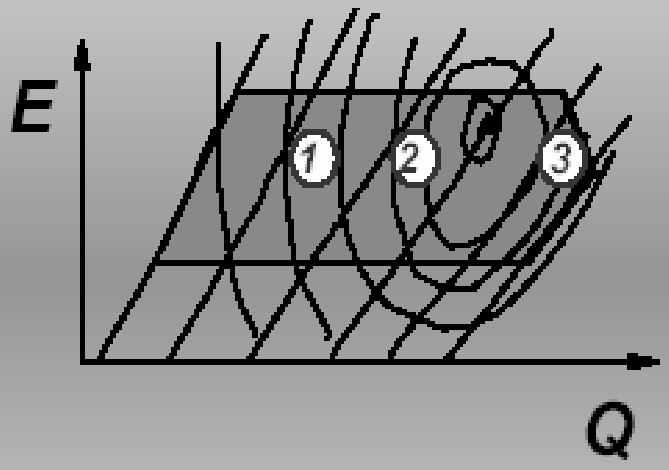
INESTABILIDAD HIDRÁULICA. “VORTEX CAVITATION”

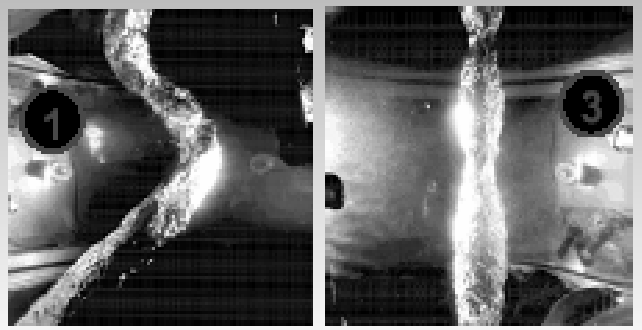
Veamos con más detalle un tipo de cavitación denominado “vortex cavitation”, o también llamado cavitación de antorcha. Éste, presenta formación de vórtices bajo el rodete, con comportamientos característicos en régimen de carga parcial y en sobrecarga.

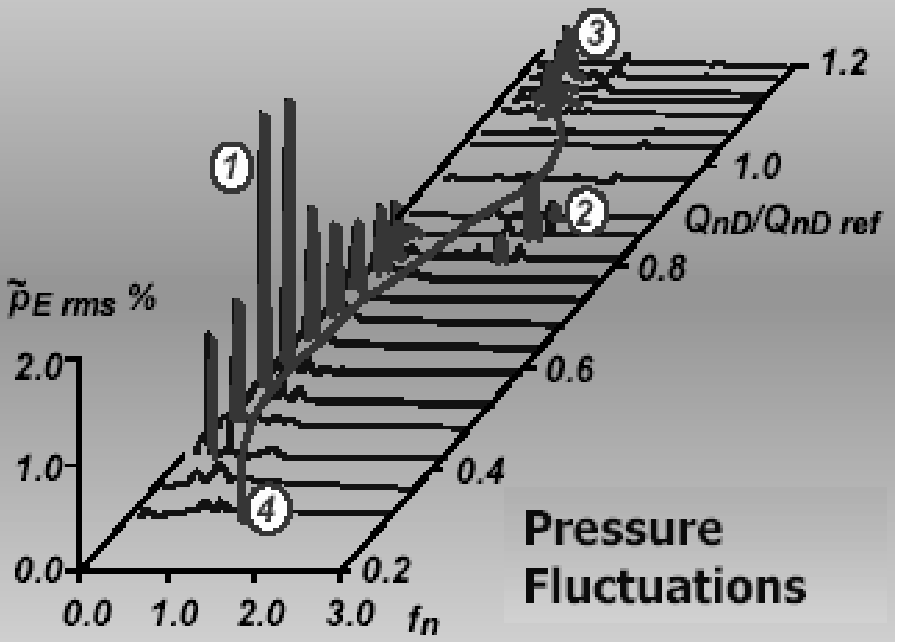
En casos extremos pueden presentarse fuertes oscilaciones de presión. Un problema crítico puede existir cuando la frecuencia de estas oscilaciones de presión coincide con alguna de las frecuencias de otros elementos de la instalación, obteniéndose como resultado un fenómeno de resonancia, amplificándose las oscilaciones de presión y potencia, con excesivas vibraciones, que no permiten una operación viable de la turbina bajo estas condiciones.

Veamos a continuación unas fotografías de unos ensayos en modelo reducido de una turbina tipo Francis (fuente EPFL), que muestran la forma característica de los vórtices de carga parcial (1) y de sobrecarga (3). Se acompaña también el diagrama de colina (energía disponible versus caudal turbinado) y de “cascada” (oscilaciones de presión versus caudal turbinado), en los que se identifican las zonas (1) y (3) antes citadas. En el último, podemos ver que las máximas oscilaciones de presión se encuentran en las zonas (1) y (3), para operación con caudales parciales y caudales mayores al nominal, respectivamente:

Operation Stability





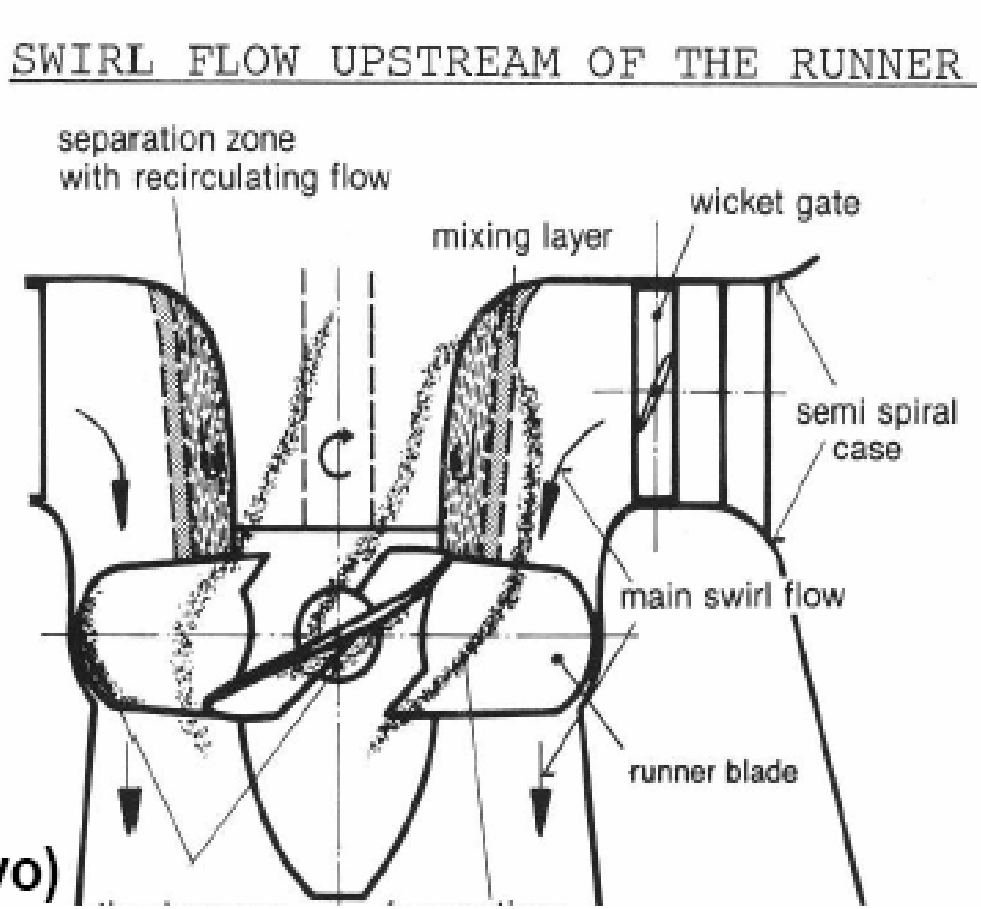


Pressure Fluctuations

En el caso de una turbina tipo Kaplan, podemos apreciar en la siguiente figura la presencia de vórtices con caudales correspondientes a pequeñas aperturas (fuente VATECH):

Vortex breakdown

Distribuidor Kaplan



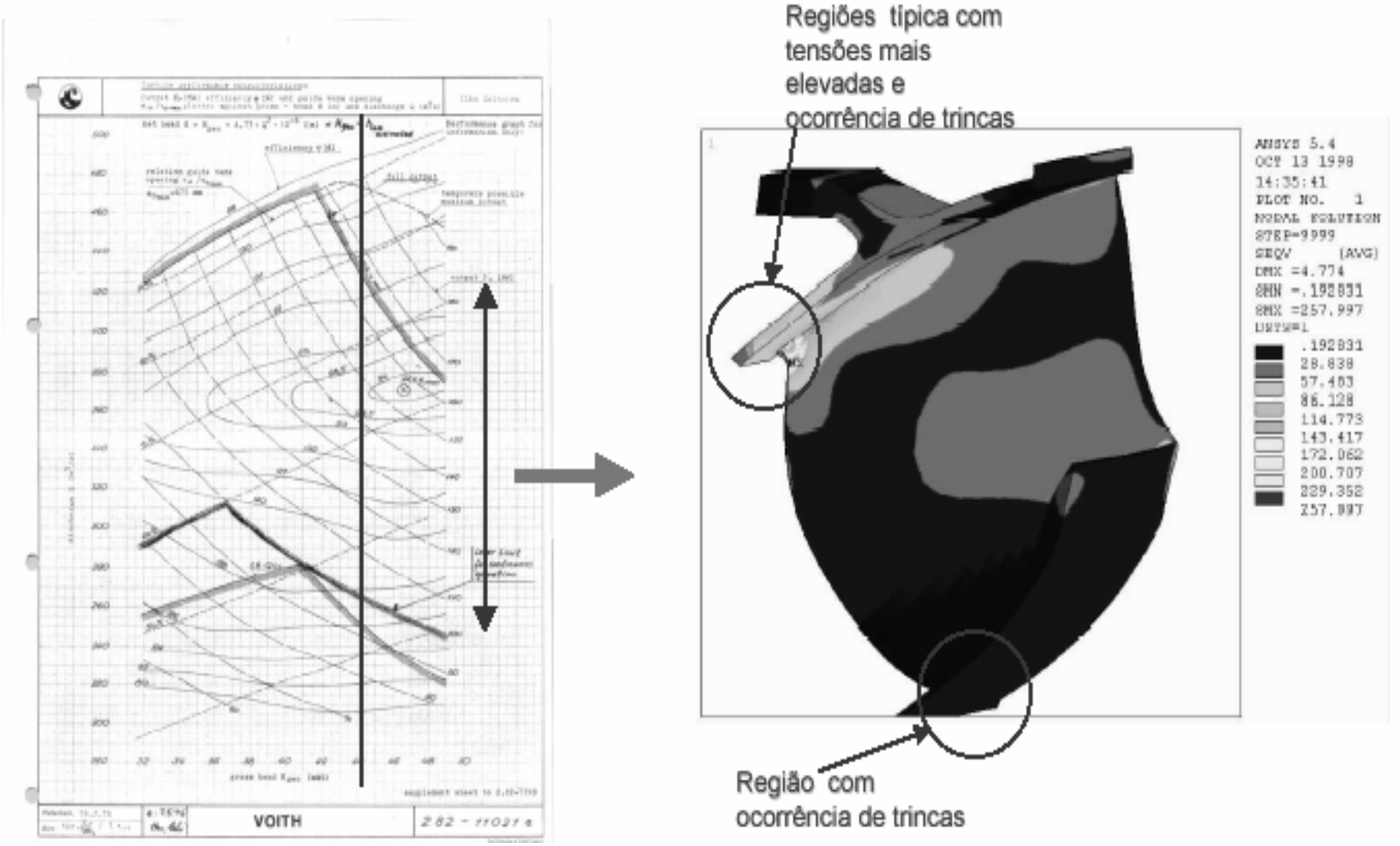
Posible con pequeña abertura (momento cinético excesivo)

Para las turbinas tipo Francis de baja altura neta (menores a 70 m), el comportamiento en carga parcial y en sobrecarga puede ser muy severo, si es que no se han tomado los adecuados márgenes de seguridad en el diseño de la turbina. En dichos casos, el funcionamiento sostenido en las cargas citadas puede provocar el origen de graves fisuras en las zonas críticas del rodete.

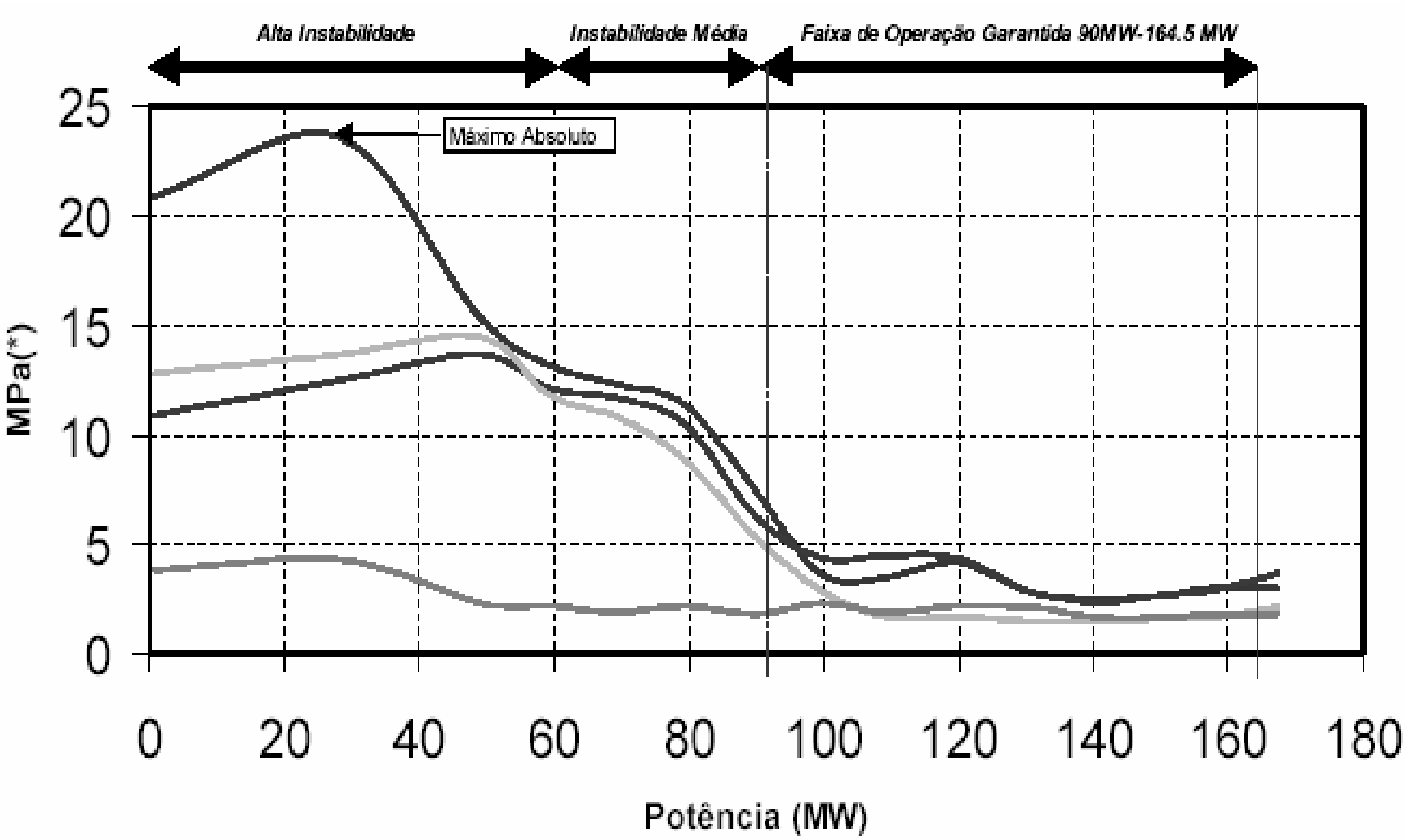
A continuación veremos un ejemplo de ello (fuente Voith Siemens). Se tiene que producto del severo funcionamiento, se presentaron fisuras en las siguientes zonas críticas del rodete, que en este caso corresponden a las zonas de más alta solicitación del rodete:

-Unión de los álabes con la corona superior, en la zona de salida.

-Unión de los álabes con la corona inferior, en la zona de salida.



A la izquierda, se muestra el diagrama de colina con el rango de operación de la turbina, y a la derecha, se muestra el esquema de esfuerzos resultantes (determinado bajo el método de elementos finitos) para la condición de operación en carga parcial, destacándose las zonas con ocurrencia de fisuras.



Para el ejemplo comentado, en el gráfico de arriba se puede apreciar cómo aumentan las solicitaciones fuera del rango de operación garantizado (en este caso, hasta un máximo de 400 %) respecto de las solicitaciones en las condiciones nominales de operación. Cada curva representa la solicitación en una posición del rodete, correspondiendo la de color rojo a la unión del borde de salida del álabe del rodete con la corona superior.

VIBRACIONES

Las causas probables de vibraciones pueden estar asociadas a:

-desbalanceo hidráulico del rodete

-desbalanceo mecánico del rodete

-cavitación

-oscilaciones de presión en el difusor, vórtice severo bajo el rodete

-rigidez del descanso guía

-desgaste avanzado del rodete

-desbalanceo magnético y mecánico del generador

-desalineamiento del eje

-defecto geométrico en el cojinete de empuje

-resonancia hidráulica

-resonancia por vórtices sobre álabes fijos, álabes móviles y álabes del rodete.

Habida consideración de los aspectos antes citados en el diseño de los equipos, durante la puesta en servicio del equipo el proveedor efectúa el balanceo magnético-dinámico de la unidad, dejándola con niveles de vibración aceptables en el rango garantizado de operación, conforme a un estándar acordado contractualmente.

Si observamos los niveles de vibración a lo largo del rango de operación, podremos apreciar las zonas suaves y ásperas de funcionamiento. Como ya dijimos, las zonas suaves corresponderán a las zonas nominales de operación, y las zonas ásperas normalmente estarán en el entorno de los límites del rango de operación garantizado, siendo las más severas fuera de dicho rango. Con todo lo anterior, las vibraciones también se verán aumentadas conforme aumente el desgaste de la unidad durante su explotación comercial.

Para evaluar el nivel de vibraciones, hay normas internacionales que establecen los rangos admisibles, como ser:

ISO 10816-5: Establece criterios en función de la velocidad de vibración en carcasas de los cojinetes

ISO 7919-5: Establece criterios en función del desplazamiento lateral de la línea de ejes (fleximetría)

ISO 2631: Establece criterios para vibraciones del edificio de la casa de máquinas

Si nos enfocamos a nivel de las unidades generadoras, tanto la norma ISO 10816-5 como la norma ISO 7919-5, establecen límites en orden creciente, como sigue:

Zona A: aceptable para unidades nuevas en buenas condiciones de operación.

Zona B: aceptable para una operación satisfactoria a lo largo de la vida útil de la unidad.

Zona C: no satisfactoria para operar en forma continua, y sólo puede ser aceptada su operación en un corto período, luego del cual deben ser realizadas las acciones correctivas.

Zona D: Puede haber daño severo a la unidad.

Veamos un ejemplo de una instalación con 2 turbinas tipo Francis (2X75 MW), de eje vertical, en la cual se realizó un completo análisis de vibraciones, efectuando la comparación de los resultados obtenidos con los criterios establecidos en las normas antes citadas. Se presenta una tabla con los valores medidos, destacándose en color rojo los puntos que están en la zona C, en color azul los que están en la zona B y en color negro los que están en la zona A.

				Test #4				Test #5				Test #6	
General	U1-Power	MW		30	35	60	75	75	75	75	75	75	75
	U2-Power	MW		75	75	75	75	30	35	60	75	60	75
	U1-Air Inlet Valve			Locked-Open	Locked-Open	Locked-Open	Locked-Open	Locked-Open	Locked-Open	Locked-Open	Locked-Open	Auto-Closed	Auto-Closed
	U2-Air Inlet Valve			Locked-Open	Locked-Open	Locked-Open	Locked-Open	Locked-Open	Locked-Open	Locked-Open	Locked-Open	Auto-Closed	Auto-Closed
	Total Inflow Q	m3/sec		62,3		76,0	86,1	62,9		75,8	86,1		
	Camara de Carga Level	masl		1321,1		1321,0	1321,0	1321,2		1321,0	1321,0		
	Darsena Level	masl		1103,4		1103,6	1103,7	1103,4		1103,6	1103,6		
Machine U1	Upper Generator Guide Bearing X	[µm]	PPV	0	0	0	0						
	Upper Generator Guide Bearing Y	[µm]		54	52	52	52						
	Lower Generator Guide Bearing X	[µm]		89	199	77	73						
	Lower Generator Guide Bearing Y	[µm]		81	183	74	66						
	Turbine Guide Bearing X	[µm]		96	219	90	88						
	Turbine Guide Bearing Y	[µm]		87	225	90	103						
	Turbine Axial	[µm]		68	88	71	61						
	Upper Gen. Bearing Vertical	[mm/s]	RMS	1,0	0,9	1,0	0,6						
	Upper Gen. Bearing Horisontal	[mm/s]		1,2	1,1	1,0	1,0						
	Upper Gen. Bearing Tangential	[mm/s]		1,2	1,2	1,1	1,1						
	Turbine Bearing Vertical	[mm/s]		2,2	1,7	1,3	0,5						
	Turbine Bearing Horisontal	[mm/s]		0,9	0,7	0,5	0,3						
	Turbine Bearing Tangential	[mm/s]		0,6	0,6	0,4	0,3						
Machine U2	Upper Generator Guide Bearing X	[µm]	PPV					11	11	11	11	11	11
	Upper Generator Guide Bearing Y	[µm]						55	62	55	57	54	52
	Lower Generator Guide Bearing X	[µm]						89	188	92	88	95	87
	Lower Generator Guide Bearing Y	[µm]						101	203	107	106	121	101
	Turbine Guide Bearing X	[µm]						87	243	72	84	106	96
	Turbine Guide Bearing Y	[µm]						77	231	70	81	95	87
	Turbine Axial	[µm]						70	85	74	80	121	83
	Upper Gen. Bearing Vertical	[mm/s]	RMS					0,9	1,0	0,8	0,6	3,0	0,7
	Upper Gen. Bearing Horisontal	[mm/s]						1,2	1,2	1,1	1,1	1,3	1,1
	Upper Gen. Bearing Tangential	[mm/s]						1,4	1,3	1,3	1,2	1,3	1,3
	Turbine Bearing Vertical	[mm/s]						2,7	1,9	1,3	0,9	4,0	1,3
	Turbine Bearing Horisontal	[mm/s]						1,0	0,7	0,5	0,3	0,6	0,4
	Turbine Bearing Tangential	[mm/s]						0,8	0,6	0,4	0,3	0,5	0,4
Pressures	U1 Draft tube pressure	[mWc]		1,74	1,36	0,61	0,26						
	U2 Draft tube pressure	[mWc]						1,46	1,37	0,70	0,22	1,63	1,13
U1-Power	U1 Load	[MW]		0,12	0,29	0,13	0,11						
U2-Power	U2 Load	[MW]						0,12	0,45	0,11	0,11	0,12	0,11

Red : the point is in Zone C

Blue : the point is in Zone B

Black : the point is in Zone A

: indicates values at least 2 times higher than those for 75 MW.

WITHOUT AIR

Zone A : newly commissioned machines
Zone B : unrestricted long term operation
Zone C : unsatisfac. long term continuous op.

TOLERANCES	Upper Generator Bearing		All other points	
	A / B	B / C	A / B	B / C
ISO 10816-5 Bearing Housing				
PPV of Displacements (µm):	65	100	30	50
RMS of Velocities (mm/s):	2,5	4,0	1,6	2,5

ISO 7919-5	All Radial shaft vibration	
	A / B	B / C
Shaft vibration PPV of Shaft displacements (µm):	140	240

Veamos en detalle el caso más desfavorable encontrado, que corresponde a la siguiente situación: Unidad 2. Velocidad de vibración en carcasa de cojinete, Potencia unidad: 60 MW

-Válvula aireación turbina (rodete): cerrada

-Valor medido en cojinete guía turbina: 4 mm/s (RMS)

-Comparación con norma ISO 10816-5: valor medido se encuentra en zona C (límite es 2,5 mm/s), es decir, no es viable la operación prolongada en esta condición (se afecta la vida útil).

Veamos el mismo caso, pero con la válvula de aireación a la turbina en estado abierta:

-Valor medido en cojinete guía turbina: 1,3 mm/s (RMS)

-Comparación con norma ISO 10816-5: valor medido se encuentra en zona A (límite es 1,6 mm/s), es decir, es un valor aceptable.

Por tanto, para este punto de operación se requiere tener habilitada la entrada de aire a la turbina, cuyo efecto mitigatorio de vibraciones es satisfactorio.

RUIDO (desde el punto de vista cavitatorio)

Es uno de los síntomas característicos de cavitación. Si en una turbina tipo Francis o Kaplan nos ponemos a escuchar el ruido bajo el rodete, a la altura de la entrada de hombre en el cono difusor, podremos darnos cuenta como varía el nivel de ruido a lo largo del rango de operación de la turbina. En las condiciones nominales el ruido será aceptable, en cambio si la turbina está operando fuera del rango garantizado, seguramente el ruido no será soportable, pudiendo alcanzar niveles superiores a 100 dBA.

A menudo suele confundirse el ruido cavitatorio con erosión cavitatoria. Como dijimos anteriormente, la erosión se podrá producir cuando las burbujas colapsen en ubicación próxima al metal. En consecuencia puede darse el caso que tengamos una cavitación con alto nivel de ruido, pero que sin embargo no afecte a las superficies del rodete.

MODOS DE MONITOREO DE LA CONDICIÓN DE OPERACIÓN

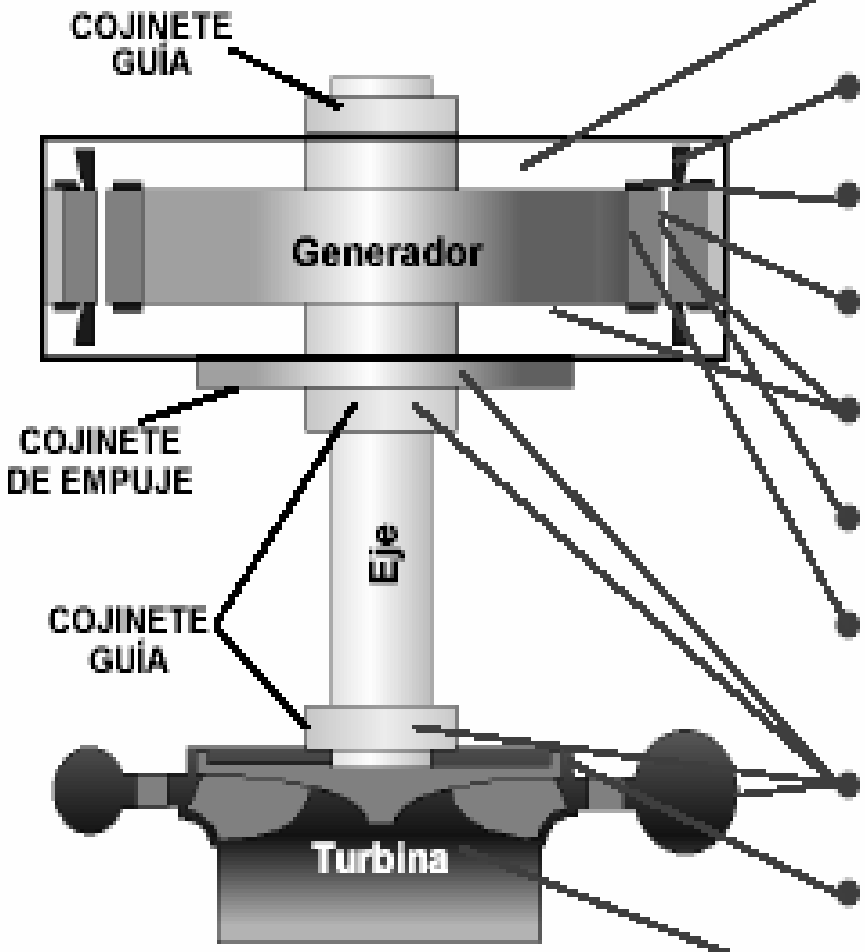
En la actualidad, la tecnología permite que el monitoreo de condición de operación y su diagnóstico bajo sistemas, actúe en ayuda de la detección temprana de fallas, con lo cual se puede intervenir oportunamente para efectuar las acciones correctivas, optimizando la disponibilidad, eficiencia, y minimizando costos.

En los casos críticos, puede incluso realizarse una limitación del rango de carga de trabajo, mientras se planifica la futura intervención correctiva, evitando la indisponibilidad de la unidad al mínimo conveniente.

A continuación veamos un ejemplo de los modos de monitoreo y diagnóstico disponibles en el mercado (fuente VATECH):

Suministro de M&D por VA TECH HYDRO

Módulos DIA TECH en línea:



- Análisis del aire de enfriamiento (D)
- **Descargas parciales (de terceros)**
- Temperatura del rotor por IRD (ACM)
- Sonidos de estructuras (D)
- Módulo térmico (D)
- Entrehierro (ACM)
- Temperatura del rotor por cálculo (CM)
- **Vibraciones (de terceros)**
- Holgura (ACM)
- Cavitación (CM)

D ..... Módulos de diagnóstico
ACM ... Monitoreo Avanzado de la Condición
CM..... Monitoreo de la Condición

Por cierto, el análisis debe centrarse en los parámetros que son relevantes. Dentro de los parámetros a tener en cuenta para la decisión que se adopte, en lo que se refiere a las turbinas, y en los casos que sean aplicables según el tipo, se visualizan las siguientes:

-Vibraciones absolutas en cojinetes, carcasas, cono difusor.

-Vibraciones relativas de la línea de ejes (con vigilancia simple en unidades con baja velocidad de rotación).

-Intensidad de cavitación (turbinas de reacción con historial recurrente de daños cavitatorios severos). Esto se encuentra aún en una fase incipiente de su desarrollo.

-Empuje hidráulico, ya sea por la detección de la presión tapa superior, deflexión araña de empuje, o desgaste de sellos superiores.

-Fluctuaciones de presión caracol y difusor.

-Temperatura cojinetes.

Los parámetros definitivos por utilizar dependerán de las características de las turbinas, en cuanto a su tamaño (altura neta y caudal), velocidad de rotación, tipo de atención, historial de fallas y ubicación de la instalación.

Has Finalizado la UNIDAD I

Comportamiento de una turbina en referencia a su carga

ACTIVIDAD

1. Identifica las zonas de operación de una de las turbinas de tu instalación. Identifica las características del comportamiento en función de la carga e indica si hay problemas derivados del tipo de operación (daños cavitatorios, altas vibraciones, etc.). Presenta tus resultados y comentarios al foro.

2. Identifica los modos de monitoreo disponibles en una de las unidades generadoras de tu instalación. ¿Permiten dichos modos de monitoreo actuar en la detección temprana de fallas?. Si no es así, ¿qué sería necesario incorporar para anticiparse a las fallas?. Presenta tus resultados y comentarios al foro.

UNIDAD II

Sistemas y componentes mecánicos anexos.

OBJETIVO

Analizar funcionalidades, problemas típicos y sus causas.

INTRODUCCIÓN

Dentro de los sistemas y componentes mecánicos anexos, se estudiarán los sistemas de aireación, los cojinetes, regulador de velocidad y los sistemas de refrigeración.

SISTEMAS DE AIREACIÓN

Nos referiremos a los sistemas de aireación utilizados para eliminar o mitigar problemas de inestabilidad hidráulica que pueden presentarse en algunos rangos de operación de la turbina. Esto aplica a las turbinas de reacción, y es típico en las turbinas tipo Francis, que pueden estar afectadas por fuertes oscilaciones de presión bajo el rodete y también por resonancia (entre la frecuencia de oscilaciones de presión en la turbina con alguna de las frecuencias de otros elementos de la instalación). Cabe hacer notar que estos sistemas no siempre son una solución para mitigar los problemas de inestabilidad de las turbinas, por lo que en casos no satisfactorios se debe recurrir a otras opciones de mitigación.

Los sistemas de aireación pueden operar en función de la carga, de acuerdo con las necesidades. Hay sistemas de aireación de tipo natural (admisión de aire a presión atmosférica) y también del tipo forzado (inyección de aire comprimido). La efectividad del tipo de sistema dependerá de cada prototipo de turbina. En los del tipo forzado se debe tener la precaución de una adecuada definición del caudal de aire de inyección, ya que a partir de cierto valor (en función del caudal de agua turbinado) se puede afectar la eficiencia de la turbina y su aplicación puede resultar antieconómica.

Las disposiciones típicas para la llegada de aire, pueden ser:

-a través de la línea de ejes de la unidad, con llegada al cono del rodete,
-bajo el rodete (pared del difusor), o
-a través de las tapas o cajas de sellos de eje de las turbinas.

Veamos un esquema clásico de admisión de aire de tipo natural en una turbina tipo Francis de eje vertical, con solución de aireación a través de la línea de ejes de la unidad. En la fotografía siguiente veremos la disposición del conjunto de válvula de aireación sobre el generador. En dicho conjunto hay una válvula automática que abre y cierra según la necesidad de aire bajo el rodete de la turbina (puede ser comandada según la apertura del distribuidor). También se observa una disposición temporal para inyectar aire comprimido (la unidad se encontraba en pruebas).

Conjunto válvula de aireación

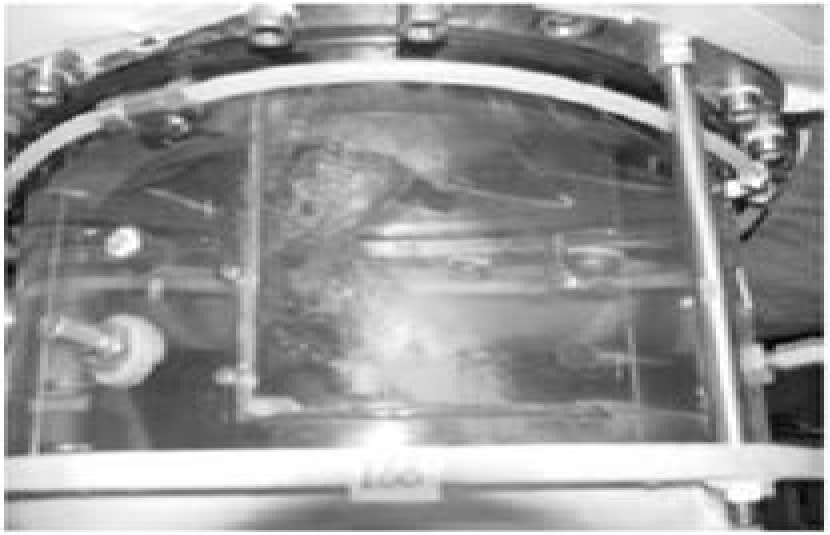
Cubierta generador

Inyección de aire comprimido

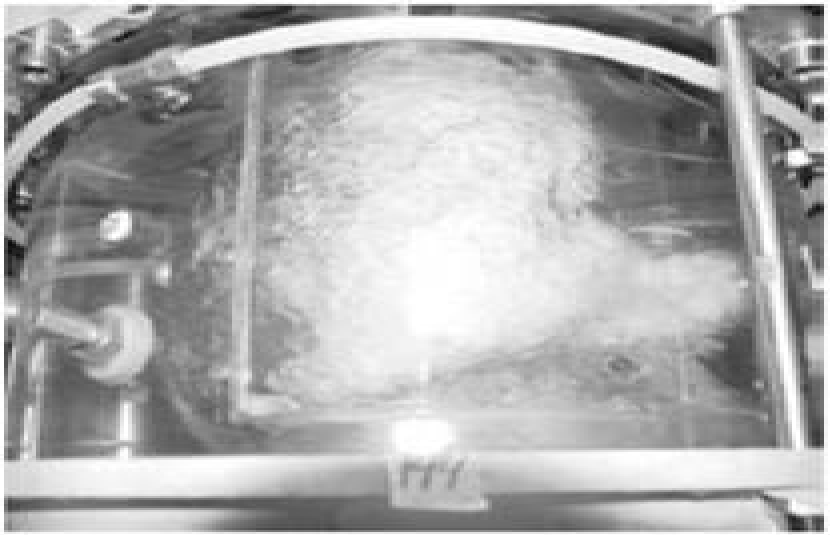
El aire pasa a través de la línea de ejes de la unidad y llega al rodete. En la fotografía vemos que en el cono del rodete hay dispuesto un tubo por el cual sale el aire. En los ensayos que se deben realizar, se prueban distintas longitudes de tubo y también el número de orificios para la salida del aire, con el propósito de obtener el óptimo efecto mitigatorio posible.

Veamos otro ejemplo de una turbina con funcionamiento en carga parcial, con presencia de vórtice bajo el rodete, y altas fluctuaciones de presión y vibraciones, observadas durante unos ensayos en modelo reducido de la turbina.

La fotografía superior muestra la situación descrita, sin aireación. La fotografía inferior, muestra el resultado de la aplicación de aire comprimido, a través de la pared del difusor, en la que se puede apreciar como la aireación rompe el vórtice, disminuyendo las oscilaciones de presión y vibraciones.



Q_{ED}/Q_{EDopt}=0.75, no aeration



Q_{ED}/Q_{Edopt}=0.75
Runner cone aeration

COJINETES

No entraremos en detalles descriptivos ya que ellos están realizados en los cursos “Turbinas Hidráulicas I” y “Sistemas de lubricación y refrigeración en Centrales Hidroeléctricas”. A continuación nos referiremos a las fallas típicas, y a los aspectos principales por ser considerados para la operación fiable de este componente en su vida útil esperada.

La fotografía muestra el montaje del cojinete de empuje de una unidad generadora de eje vertical.

En términos simples podríamos decir que el propósito de los cojinetes (o descansos) es posicionar (mantener alineación) y soportar las cargas transmitidas por los ejes de las unidades generadoras, ya sea en posición radial o axial, o incluso una combinación de ambas.

Los cojinetes diseñados, fabricados, instalados, operados y mantenidos de acuerdo con las normas y buenas prácticas técnicas, deberían tener una mayor vida útil que los equipos principales que forman las unidades de generación hidroeléctrica. En la práctica no podríamos hablar de vida útil infinita pues si bien aún en condiciones ideales una adecuada lubricación reduce la fricción y desgaste, éstos no se eliminan totalmente.

No obstante lo anterior, si revisamos las estadísticas de fallas de equipos de unidades generadoras hidroeléctricas, observaremos que los cojinetes más solicitados, es decir los cojinetes de empuje de unidades de eje vertical y los cojinetes de unidades de eje horizontal, encabezan el “ranking” de fallas detectadas en este tipo de equipos.

Como referencia de estadísticas de falla de turbinas hidroeléctricas, presentadas en literatura especializada, las partes que han estado expuestas a daños mayores corresponden a los cojinetes, particularmente los cojinetes de empuje. El libro “Allianz Handbook of Loss Prevention” (VDI VERLAG, 1987) presenta las siguientes estadísticas en fallas de equipamiento para turbinas de todos los tipos y tamaños (los porcentajes indicados son en relación con el total de la muestra de fallas).

Equipo en falla	Porcentaje (%)
Cojinetes	38
Rodetes-ejes	18
Tuberías, sellos, fittings	11

Las fallas citadas se refieren a fallas mayores que obligan al reemplazo del componente. El origen de fallas cubre el siguiente universo:

- Reducida lubricación (presión de trabajo menor a la requerida por el diseño).
- Contaminación del aceite lubricante.
- Sobrecarga.
- Sobretensión (por desalineamientos y desbalanceos de la unidad generadora).
- Fallas operativas (interrupción de refrigeración, interrupción de lubricación).
- Falta de adherencia del metal blanco y defectos de porosidades en la superficie de deslizamiento (bajo estándar de control de calidad de fabricación).
- Falla de aislación (eléctrica).

Lo anterior muestra la importancia que tiene una adecuada definición de los requerimientos que debe cumplir el diseño, fabricación, instalación, operación y mantenimiento de estos equipos.

La fotografía muestra un grupo de segmentos de un cojinete guía, luego de uno de los controles típicos (líquidos penetrantes) que se realizan durante la recepción en fábrica.

Cabe recordar que los cojinetes tradicionales con superficie de deslizamiento de metal blanco, están sometidos a esfuerzos de presión constantes y crecientes, originados éstos últimos por situaciones transientes y a esfuerzos de corte, principalmente en situaciones de roce.

A lo anterior hay que considerar también que en las fases de partida y parada de las unidades generadoras, que pueden ser de ocurrencia diaria, se producen períodos durante los cuales la velocidad no es suficiente para asegurar un régimen hidrodinámico, y el metal blanco es sometido en dichos casos a esfuerzos de roce importantes. En estas partidas y paradas la película de aceite puede llegar a ser muy delgada, y puede haber contacto entre las superficies, en estos casos la viscosidad del lubricante por sí sólo no puede proveer suficiente lubricación, siendo necesario compensar esto con una fuente de presión externa.

Para mitigar o eliminar los problemas citados, se han implementado sistemas de lubricación forzada de cojinetes para reducir la fricción en las partidas y paradas. También para unidades de gran potencia, se están utilizando cojinetes de empuje cuya superficie de deslizamiento es de material de teflón (PTFE), que admite una mayor carga unitaria de trabajo que los cojinetes tradicionales de metal blanco y además una mayor temperatura. El costo de esta solución es mucho mayor que la tradicional, y su inclusión debe ser analizada en la fase de diseño de los proyectos (menor impacto económico).

Otro problema típico de sobrecarga en los cojinetes de empuje se produce cuando la turbina opera en carga alta con alto empuje hidráulico (turbinas tipo Francis). El aumento del empuje hidráulico puede deberse a una obstrucción de los sistemas de alivio de la tapa superior de la turbina, o ser consecuencia del desgaste de los sellos y laberintos del rodete y correspondientes sellos de la tapa de la turbina. A su vez, el desgaste de los sellos puede verse acelerado cuando las aguas turbinadas contienen alto contenido de sólidos en suspensión.

En los casos de desgaste de los sellos, las bases normales de diseño de una unidad generadora de este tipo, consideran el caso desfavorable de operación con un empuje hidráulico máximo producido cuando se llega al doble de las holguras de diseño entre los sellos del rodete y la tapa superior de la turbina.

Una vez que son superados estos valores, además de la correspondiente caída de rendimiento de la turbina, se podrá ver afectada la confiabilidad de operación de la unidad, por riesgo estructural de mayor carga axial no prevista en el diseño, y por riesgo de temperatura excesiva de trabajo del cojinete de empuje, afectándose las propiedades del metal blanco (cojinetes convencionales). En estos casos se requiere llevar un estricto control del equipo hasta que se tomen las medidas correctivas de reemplazo de sellos y piezas afines.

La revisión adecuada del estado de los cojinetes comprende efectuar controles ya sea durante la operación como en el mantenimiento de la unidad. El alcance y oportunidad dependerá de la realidad de cada unidad, sin embargo es recomendable disponer controles en línea de los parámetros más relevantes. Los controles típicos son:

-Temperatura del metal del cojinete (segmentos, zapatas) y temperatura del aceite.

-Caudal/presión del agua de refrigeración del aceite.

-Nivel de aceite.

-Vibraciones absolutas en los cojinetes.

-Control carga axial sobre el cojinete (empuje). Para el control de esta variable puede establecerse la relación con la deflexión axial del soporte del cojinete de empuje, y con la presión en la tapa superior de la turbina.

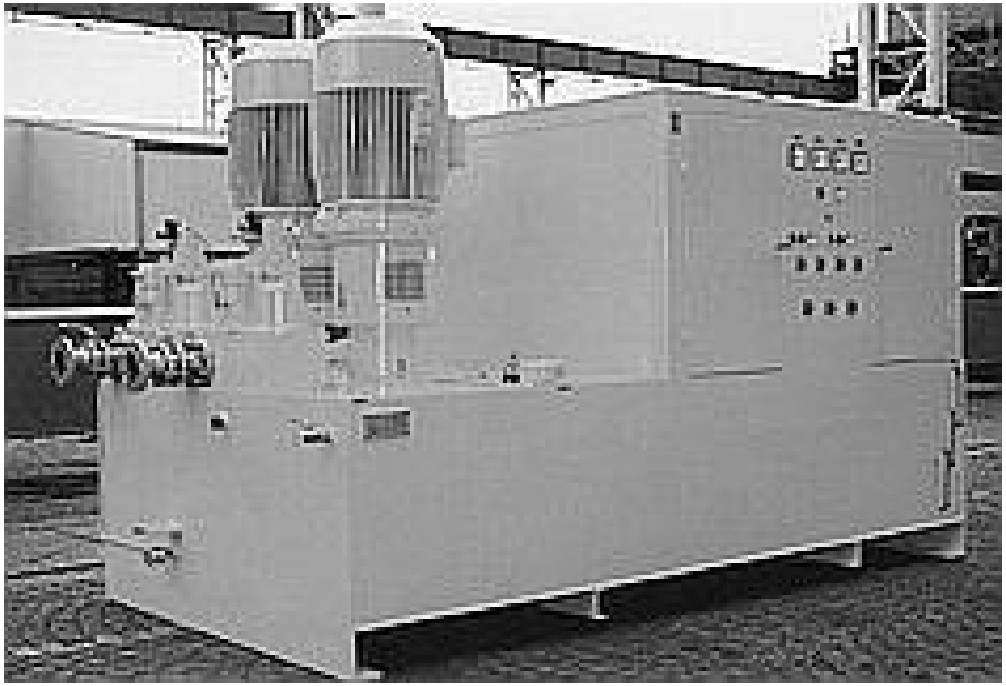
-Control de claros cojinete-eje.

-Análisis del aceite.

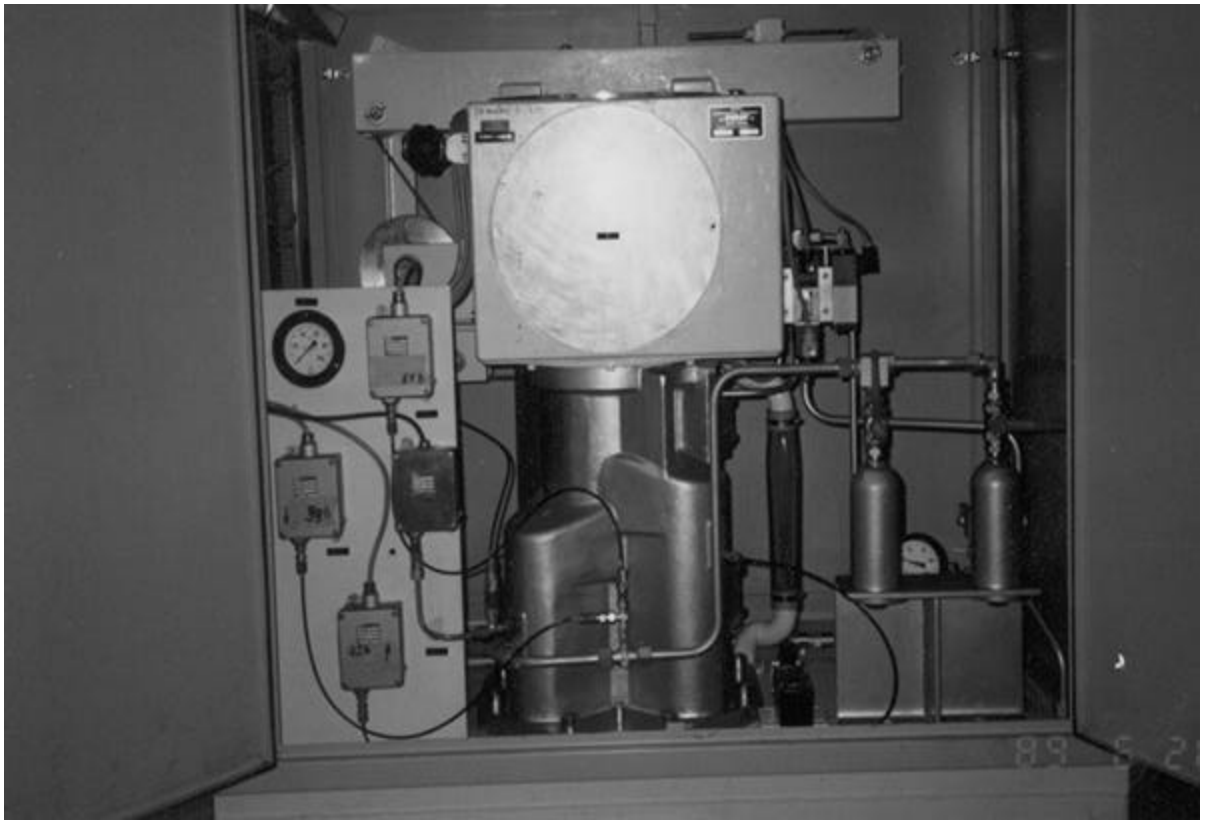
-Aislación de cojinetes del generador.

REGULADOR DE VELOCIDAD

Para detalles descriptivos, teóricos, constructivos y funcionalidades, ver los cursos “Reguladores de Velocidad” y “Turbinas Hidráulicas I”. A continuación nos referiremos a los regímenes de funcionamiento típicos.



Sistema oleohidráulico de un regulador de velocidad



Sistema oleohidráulico de un regulador de velocidad. Vista del actuador.

Como sabido, la industria de producción de energía eléctrica se caracteriza por tener que adaptar permanentemente su producción a la demanda. Los equipos que realizan esta adaptación son los reguladores de velocidad y de voltaje. Veamos a continuación los regimenes típicos de los reguladores de velocidad.

Régimen permanente

Es el caso en que todos los parámetros de la instalación regulada y del regulador son constantes. El grupo funciona a carga, consigna y altura neta constantes. En este tipo de funcionamiento las características importantes son la precisión, la ausencia de oscilaciones propias o bien de valor reducido, la ausencia de derivadas que modifiquen el punto de funcionamiento y por ende la carga deseada a mantener en el grupo.

Régimen variable de pequeña magnitud

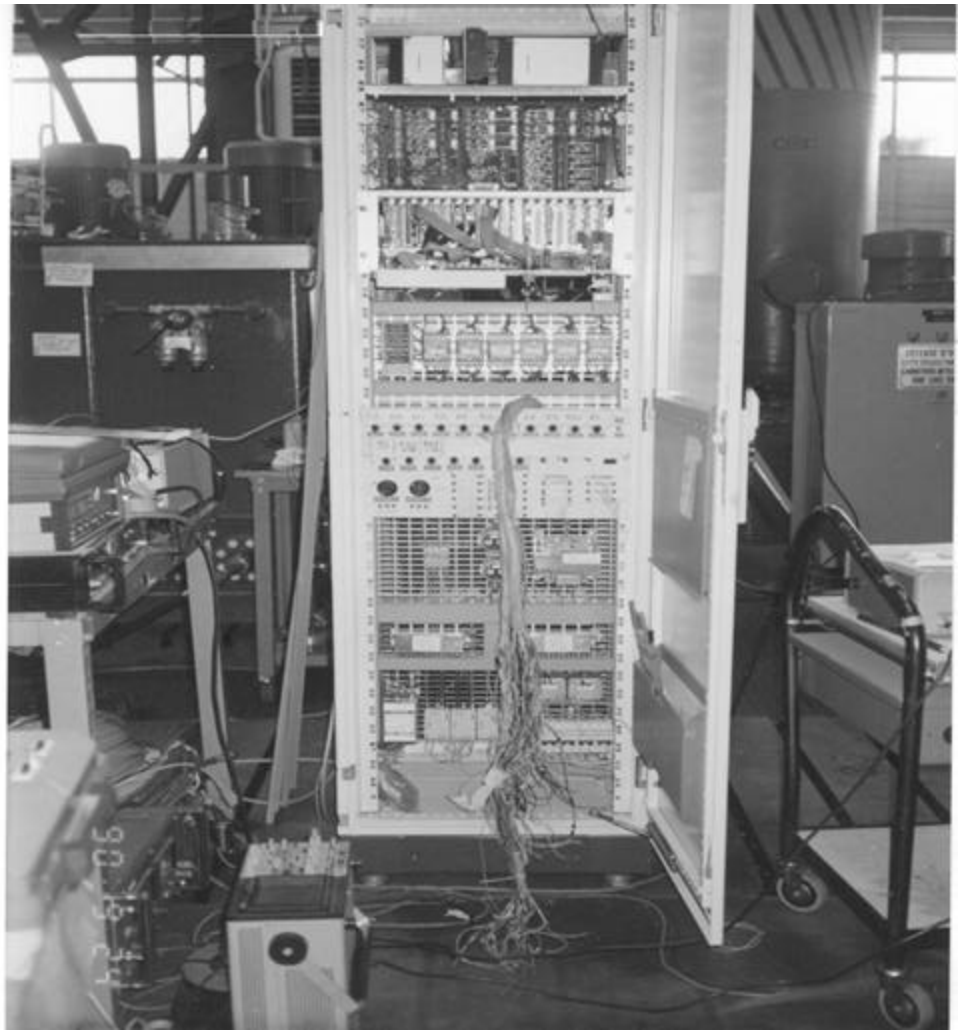
Se presenta cuando el conjunto instalación regulada y regulador es sometido a pequeñas fluctuaciones de carga provocadas por la red, pequeños ajustes de consigna para ajustar el programa de carga o la distribución económica, etc. Este régimen corresponde a la condición en que la instalación participa de la regulación de frecuencia del sistema eléctrico. En este caso son preponderantes la sensibilidad, la prontitud y la estabilidad. La respuesta del conjunto regulador-planta debe caracterizarse por una rápida acción de modo de disminuir la magnitud de la incidencia, error entre la frecuencia del sistema y el valor de consigna, y además alcanzar el nuevo estado de equilibrio con el mínimo de oscilaciones, acortando de este modo la duración de la incidencia.

Régimen de funcionamiento de unidad enclavada

Representa la situación mas simple desde el punto de vista del regulador, el servomotor de la turbina queda impedido de moverse, no respondiendo a las variaciones normales del sistema.

Para lograr esto, la consigna se sube sobre la equivalente a la carga a través del estatismo permanente. La única exigencia al regulador es la ausencia de oscilaciones en el servomotor, de modo de no provocar perturbaciones que afecten a los otros grupos de la red.

En estas condiciones, la carga es fijada independientemente de la frecuencia de la red. Las unidades enclavadas aportan al sistema el efecto volante o GD2 (momento de inercia) de sus masas rotatorias, complementando en esta forma la estabilidad global del sistema.



Armario y grupo oleohidráulico de un regulador de velocidad durante armado y pruebas realizadas en fábrica

Régimen variable de gran amplitud

Este régimen se presenta cuando hay incidencias en el sistema, salida de consumos importantes, caída de líneas de transmisión o salidas de grupos importantes de generación.

Las señales de error de la frecuencia llegan a copar los órganos del regulador alcanzándose las velocidades máximas de operación de los servomotores. Se debe tener presente que en los reguladores de grupos hidroeléctricos existen imposiciones, tanto de la obra hidráulica como del grupo, que fijan cuales deben ser las velocidades máximas que alcancen la operación del distribuidor de la turbina. Las características que se imponen a los reguladores son los llamados tiempos de operación para el cierre y la apertura completa del distribuidor.

Características complementarias son el valor del tiempo muerto y la amortiguación de fin de la carrera de cierre. El tiempo muerto mide el tiempo que transcurre entre la variación de la frecuencia y el primer desplazamiento del distribuidor.

En estas condiciones los requerimientos máximos del regulador serán el rechazo instantáneo de la carga máxima, con la altura neta máxima que pueda existir en la instalación para la unidad y la toma brusca de carga.

El primer caso queda condicionado por dos valores antagónicos, la sobrevelocidad máxima que puede soportar el grupo normalmente y el golpe de ariete o sobrepresión máxima que ha sido especificado para la tubería. Cuanto menor sea el tiempo de cierre, menor será la cantidad de energía que acelerará al grupo, siendo menor su velocidad final. Por otra parte, a menor tiempo de cierre mayor será la sobrepresión que se creará en la tubería.

En el caso de la toma brusca de carga condicionada por la velocidad máxima de apertura que alcanza el servomotor, es también importante el golpe de ariete negativo o depresión y el golpe de ariete positivo en que se transforma la onda después del primer cuarto de período.

Es por eso que los valores de los tiempos de cierre y apertura, son fijados en las pruebas de recepción mediante ensayos de disparo y toma de carga. Ellos no pueden ser modificados y es importante su control y verificación periódica.

SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

Nos referiremos a los sistemas de agua de refrigeración de las unidades generadoras. Para aspectos de sistemas de refrigeración en general, ver curso “Sistemas de lubricación y refrigeración en Centrales Hidroeléctricas”.

Las disposiciones típicas de sistemas de agua de refrigeración son con toma de agua desde la aducción (aprovechan la presión de agua disponible, por tanto no requieren motobombas) o bien, con toma de agua desde la evacuación (requieren de motobombas). Los circuitos de refrigeración pueden ser del tipo abierto o cerrado según las necesidades.

La configuración típica del sistema comprende equipos principales en paralelo, uno como base y otro auxiliar (en caso de falla del equipo base).

Entre los equipos principales, según sea aplicable, se cuentan las motobombas, los filtros (automáticos, manuales), y los enfriadores (intercambiadores de calor) dispuestos para los equipos a refrigerar, como ser cojinetes, estator, etc.

Debido cuidado se debe tomar en la selección del material de los equipos y elementos, para resistir los problemas típicos de erosión y corrosión.

En la fotografía se muestra un ejemplo de toma de agua desde la tubería de presión de una turbina.

En la fotografía se muestra un ejemplo de toma de agua de refrigeración con motobombas, con toma de agua desde un foso que se alimenta de las aguas de descarga de la Central.

En la fotografía se muestra un ejemplo de una pieza distribuidora de agua de refrigeración a los distintos equipos a refrigerar, como ser estator, cojinetes, etc.

Filtros de refrigeración de tipo automático

Un problema típico se presenta en los sistemas de agua con toma de la aducción, cuando el agua presenta exceso de sólidos y vegetales. Si los filtros no han sido seleccionados adecuadamente se producirá la saturación de ellos, interrumpiéndose el suministro de agua de refrigeración a la unidad y posterior salida de servicio de ésta. En estos casos, los filtros por utilizar deben ser aptos para soportar numerosos ciclos de lavado, cuyo ciclo de limpieza queda definido por tiempo de servicio y por caída de presión.

Un elemento sensible es el sello del eje de las turbinas (caso turbinas tipo Francis). En estos casos, una solución típica es implantar un sistema independiente de agua limpia.

Del punto de vista de monitoreo y control, la instrumentación de los sistemas de refrigeración, debe considerar la disposición de manómetros, presóstatos y caudalímetros. Se deben considerar señales de alarma en los equipos críticos, para detectar eventuales fallas del sistema de refrigeración (presión deficiente, caudal deficiente, etc.), a objeto de actuar oportunamente, y así evitar la salida de servicio de las unidades.

Has Finalizado la UNIDAD II

Sistemas y componentes mecánicos anexos

ACTIVIDAD

1. En una instalación con turbina tipo Francis identifica la funcionalidad del sistema de aireación en referencia a la carga de la unidad generadora.

2. En una unidad generadora de eje vertical, identifica los controles operacionales que se realizan a los cojinetes. Analiza el comportamiento del cojinete de empuje en función de la carga de la unidad (temperatura metal y empuje hidráulico).

UNIDAD III

Tópicos de puesta en marcha.

OBJETIVO

Conocer las pruebas básicas requeridas por realizar en la puesta en marcha de turbinas.

INTRODUCCIÓN

Asumiremos que la puesta en marcha de la turbina es luego de un mantenimiento mayor, que ha requerido el desarme de la turbina, que también han finalizado los controles de montaje, y que se ha efectuado la verificación del correcto funcionamiento de los instrumentos de control.

Inspección previa a la puesta en servicio

Previo al giro de la unidad, se debe realizar una inspección que cubra como mínimo los siguientes aspectos (según sea aplicable al tipo de turbina).

-Inspección del housing del generador y del caracol de la turbina.

Se debe verificar la limpieza y ausencia de elementos extraños que puedan haber quedado producto del mantenimiento. Las personas que intervienen en esta inspección deben llevar consigo sólo los elementos requeridos para dicha labor. Deben entregar una lista de los elementos que portan, los cuales son verificados al término de la inspección, para asegurar que no se ha dejado ninguno de ellos en los recintos inspeccionados.

-Verificación de los niveles de aceite de los cojinetes, y del correcto funcionamiento de los indicadores de nivel.

-Verificación de la presión y caudal de agua de refrigeración a la unidad generadora.

-Verificación de los intersticios entre partes rotatorias y fijas.

-Verificación de la aislación de los cojinetes.

-Verificación de ausencia de filtraciones (agua, aceite).

Puesta en servicio

Luego de cumplida la etapa anterior, la unidad es puesta en agua para su primer giro. Personal de mantenimiento debe estar dispuesto en las zonas críticas de la unidad (fosos turbina y generador) para detectar eventuales anormalidades como roces entre partes fijas y rotatorias. La apertura de la turbina debe ser la mínima posible para producir el giro, e inmediatamente debe darse la orden de detención.

Verificada la ausencia de anormalidades, se procede al funcionamiento de la unidad a la velocidad nominal, en régimen en vacío. También se debe verificar la actuación efectiva de los dispositivos de sobrevelocidad. Posteriormente se realizan pruebas con carga (mediante escalones, ejemplo 30, 60 y 100% de carga), procediendo en cada una de las etapas a la respectiva estabilización de temperaturas. Se deben tomar registros de (según sea aplicable al tipo de turbina):

-Potencia

-Temperaturas

-Fleximetría de la línea de ejes.

-Vibraciones absolutas de cojinetes

-Empuje axial

-Estabilidad hidráulica (presiones caracol-difusor)

Según los resultados, eventualmente podría ser necesario realizar un balanceo magnético dinámico de la unidad.

Por otra parte, si en el mantenimiento mayor se ha procedido al cambio de rodete para una repotenciación (cambio de rodete con nuevo diseño), deben efectuarse ensayos de rechazos de carga, para verificar el adecuado tiempo de cierre de la unidad conforme a lo previsto en los resultados del estudio de transientes hidráulicos de la instalación. En cada uno de ellos, se deberán tomar registros en función del tiempo, según sea aplicable al tipo de turbina, de:

-Potencia
-Apertura distribuidor
-Nivel aguas arriba
-Nivel aguas abajo
-Presión caracol
-Presión difusor
-Tiempo de cierre
-Velocidad de la unidad
-Posición interruptor
-Voltaje generador
-Presión regulador

Todos los resultados de las pruebas deben ser contrastados con los valores admisibles establecidos. Si el análisis de los resultados de los rechazos de carga realizados al 30 y 60 % concluye que en el rechazo de carga máxima pueda ser sobrepasada la presión admisible del caracol, previo a efectuar el rechazo de carga máxima se deberá disminuir ligeramente el tiempo de cierre del distribuidor (conforme a las instrucciones del proveedor de la turbina). Por el contrario, si la presión es baja y la velocidad alta, se deberá aumentar ligeramente el tiempo de cierre del distribuidor.

Pruebas de cumplimiento de características garantizadas

Se refiere a las pruebas de rendimiento y potencia que se establecen contractualmente con un nuevo rodete. La norma internacionalmente aceptada para regular estas pruebas es la IEC 60041 “Pruebas de aceptación en campo para determinar el rendimiento de turbinas hidráulicas, bombas de almacenamiento y turbinas-bombas”, salvo que en el contrato con el proveedor se hayan estipulados requisitos particulares.

Los métodos de medida de rendimiento por aplicar son de preferencia los denominados absolutos, que determinan los valores absolutos de la energía hidráulica específica, del caudal, de la potencia mecánica, del rendimiento, etc. En casos especiales se utilizan métodos relativos, de menor precisión que los absolutos, que determinan los valores de las magnitudes antes citadas respecto de una referencia arbitraria.

Métodos de medida absolutos

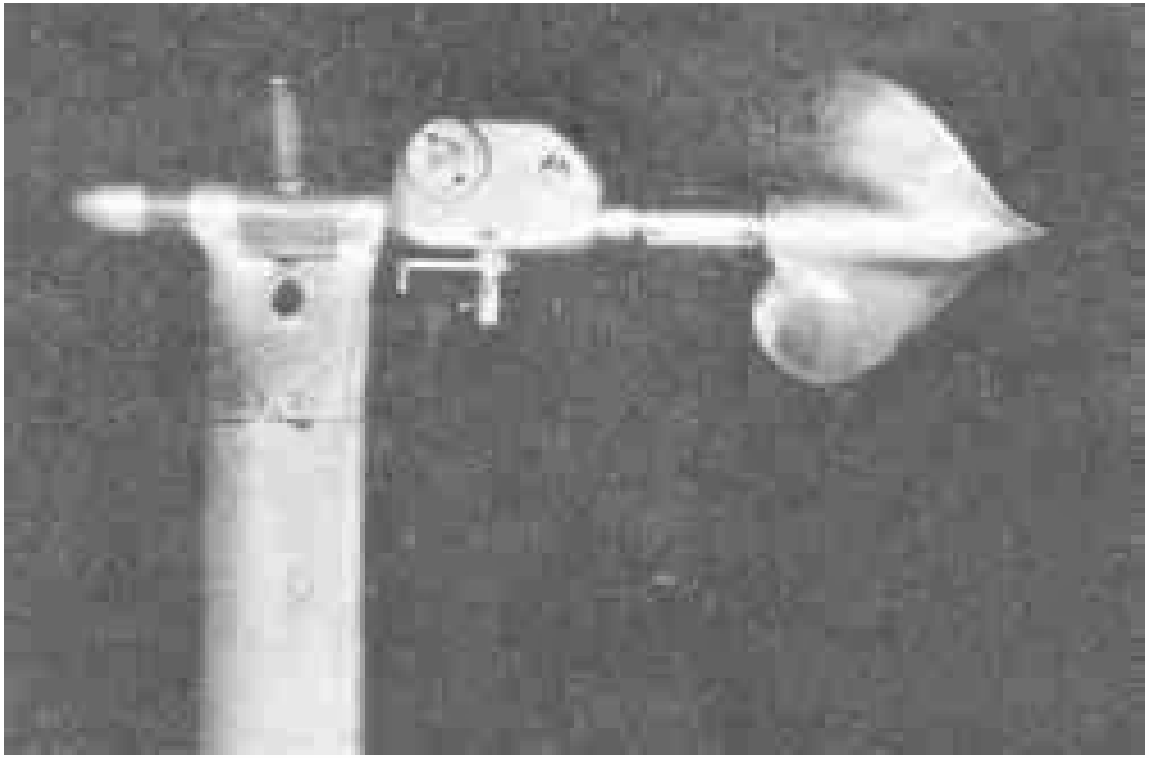
Algunos ejemplos de métodos de medida absolutos son:

Medida del caudal, mediante método de los molinetes, método presión-tiempo o Gibson, métodos por trazadores radiactivos, medida de rendimiento mediante el método termodinámico.

A continuación entregaremos una descripción general de los métodos absolutos y relativos más utilizados.

-Medida del caudal, mediante el método de los molinetes

Método basado en la utilización de molinetes de hélice, que al estar ubicados contra el escurrimiento, giran con un número de revoluciones que es función de la velocidad del escurrimiento que se mide. La ecuación que relaciona el giro con la velocidad medida es determinada por medios experimentales. La aplicación contractual de este método obliga a la verificación previa y posterior al ensayo, en un laboratorio especializado.



Se debe contar con una sección ubicada en una zona de la tubería o del canal de alimentación a la turbina lo suficiente recta para que la distribución de la velocidad sea lo más constante y regular posible. Con un número dado de molinetes se hace una exploración del campo de velocidades, los que deben ser ubicados en lugares bien precisos para poder hacer integraciones respecto de las áreas en que se ha subdividido el área total. El caudal se obtiene por la integración, sobre toda la sección, de las medidas de velocidad puntuales determinadas simultáneamente. El agua debe estar suficiente exenta de arrastre para que las materias disueltas o en suspensión no afecten el funcionamiento de algún molinete durante las lecturas.

La aplicación de este método es costosa por que se requiere el vaciado de la tubería, tiempo prolongado para la instalación de la cruceta donde van dispuestos los molinetes, desinstalación luego de las pruebas, y el tiempo de espera para obtener los resultados. Si bien es un método recomendable para una medida contractual, no es recomendable para medidas periódicas durante la explotación del equipo.

La incertidumbre de este método es:

Conductos cerrados	(+/-) 1	a	(+/-) 1,5 %
Canales abiertos, sección rectangular	(+/-) 1,2	a	(+/-) 2 %
Canales abiertos, sección trapezoidal	(+/-) 1,4	a	(+/-) 2,3 %

- Determinación del caudal, mediante métodos por trazadores radiactivos.

Inyección de una concentración a caudal constante. Consiste en inyectar en forma continua una solución con una concentración, o trazador, de valor perfectamente conocido, en el escurrimiento de alimentación a la turbina, generalmente al inicio de la tubería, y determinar la concentración que resulte en una sección suficientemente alejada aguas abajo, para asegurar una buena dilución.

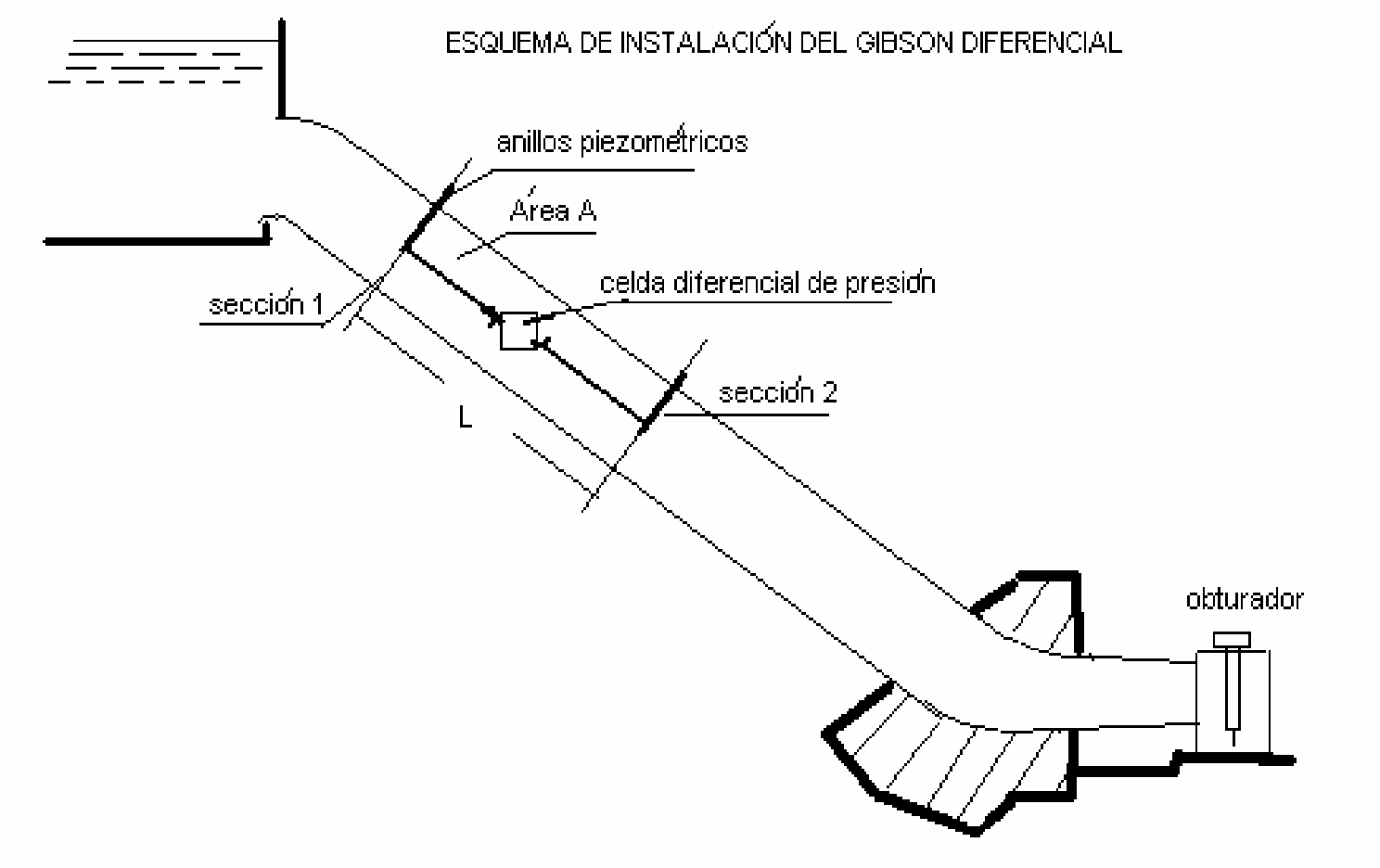
La determinación del caudal es el producto entre la cantidad del trazador inyectado y la integral de la función de concentración del trazador.

La incertidumbre de este método se encuentra en: (+/-) 1 a (+/-) 1,5 %

- Medida del caudal, mediante el método Presión-Tiempo (Gibson)

Está basado en el aumento de presión que se produce en un conducto cerrado cuando su dispositivo de regulación reduce el caudal. El instrumental principal consiste en el manómetro de precisión, y en celdas diferenciales que detectan las variaciones de presión que se producen entre dos secciones de la tubería, que alimenta la turbina, al efectuar una maniobra de cierre del órgano distribuidor.

La variación de presión se inscribe en un inscriptor oscilográfico con escalas adecuadas para la presión y el tiempo, obteniéndose un diagrama de coordenadas presión-tiempo, cuya área representa la velocidad del régimen permanente establecido antes de iniciar y efectuar la maniobra de cierre.



La incertidumbre de este método se encuentra en: (+/-) 1,5 a (+/-) 2 %

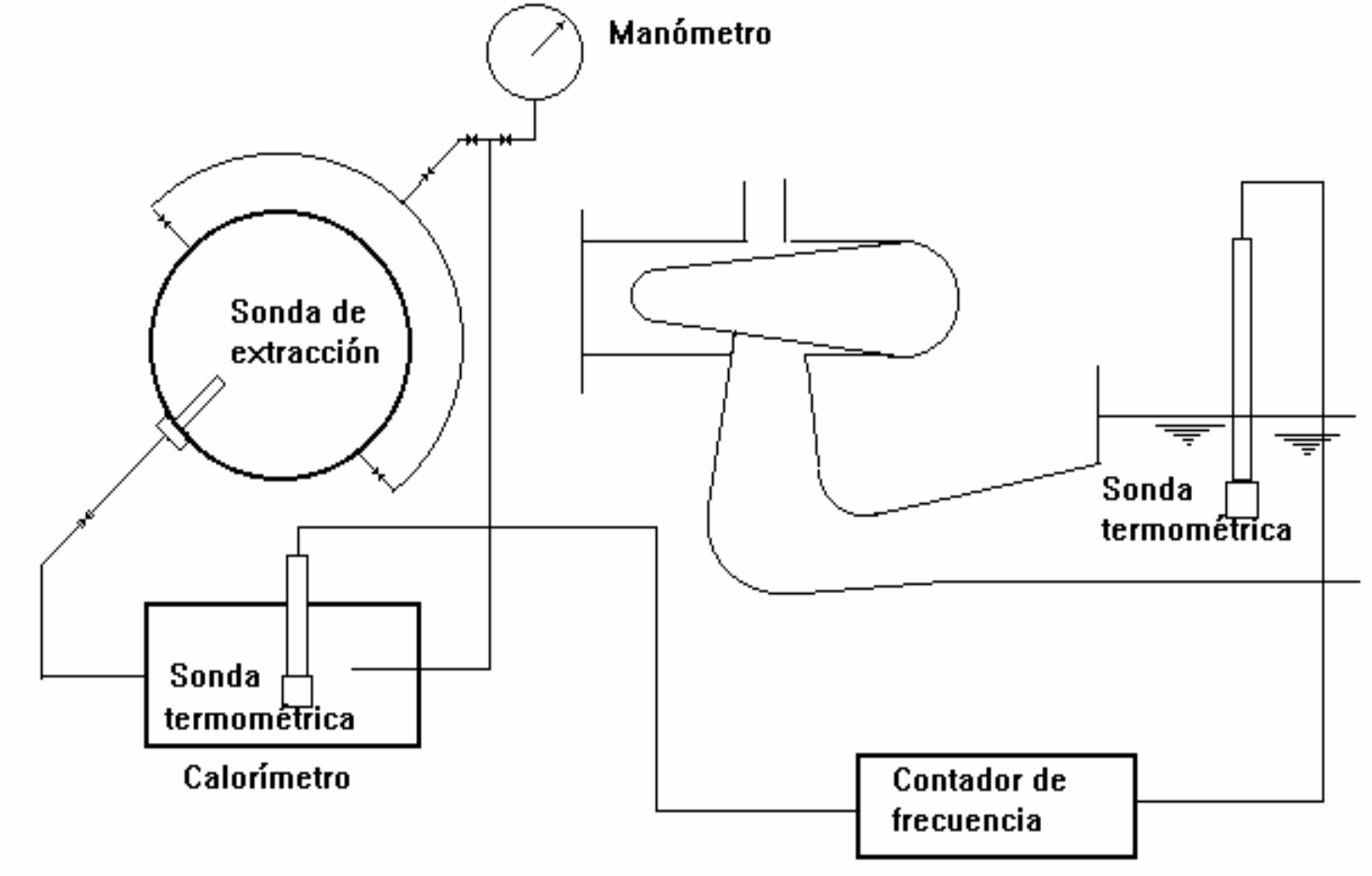
- Método termodinámico de medida del rendimiento.

El método termodinámico elimina la necesidad de la determinación del caudal. Se basa en el principio de la conservación de la energía, determinándose la energía total específica que posee el agua en la entrada (energía hidráulica) y la que presenta después de haber intercambiado su energía en el rodete (energía mecánica).

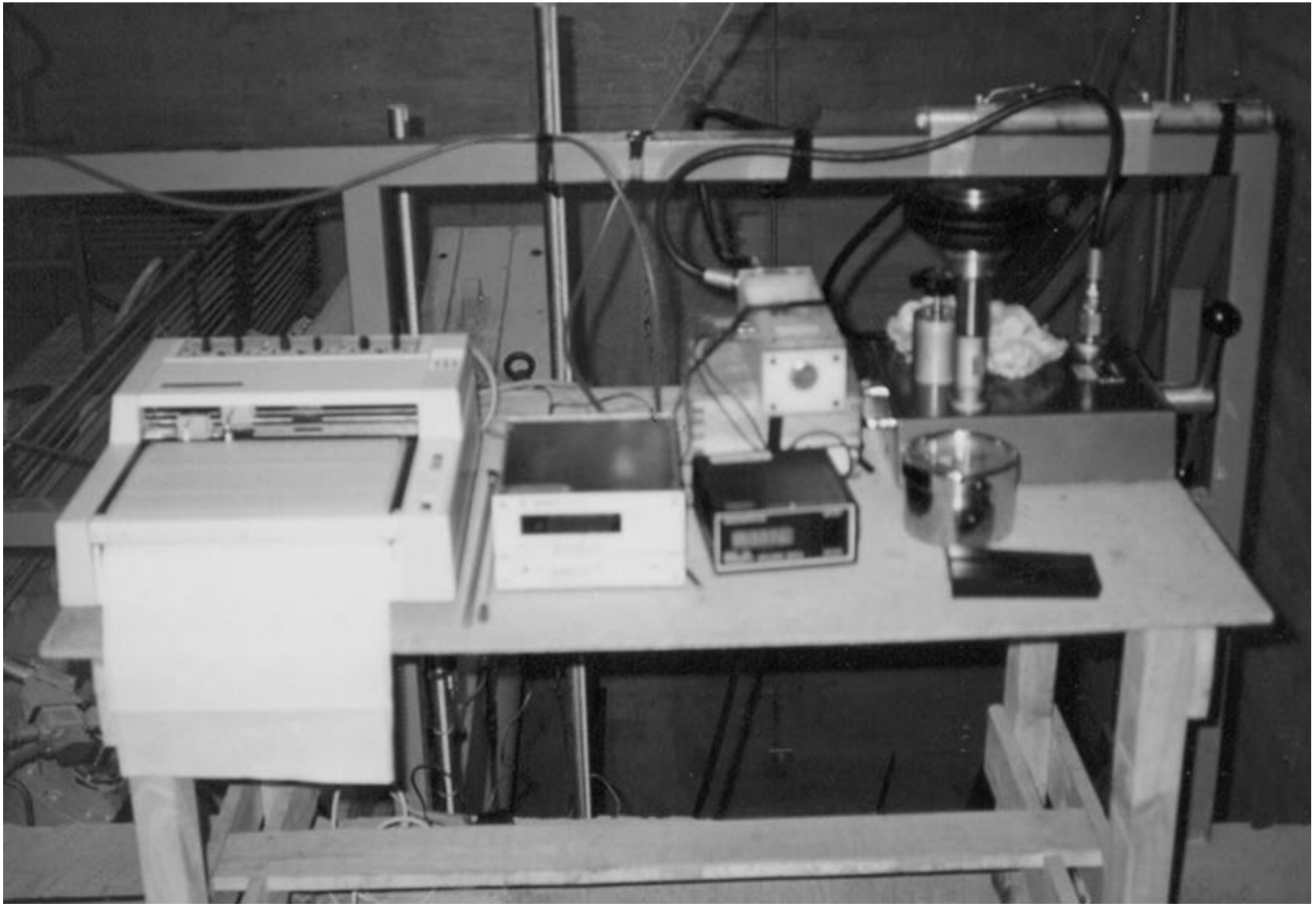
Para ello es necesario medir con suficiente precisión las variables termodinámicas de presión absoluta y de temperatura en las secciones de alta y baja presión, entre otros aspectos.

Por las restricciones del tipo de medida que se realiza, este método es aplicable a instalaciones con altura neta mayor a 100 m.

La incertidumbre de medida se encuentra entre (+/- 1) a (+/-) 1,5 %.



Disposición típica de toma de medidas método termodinámico



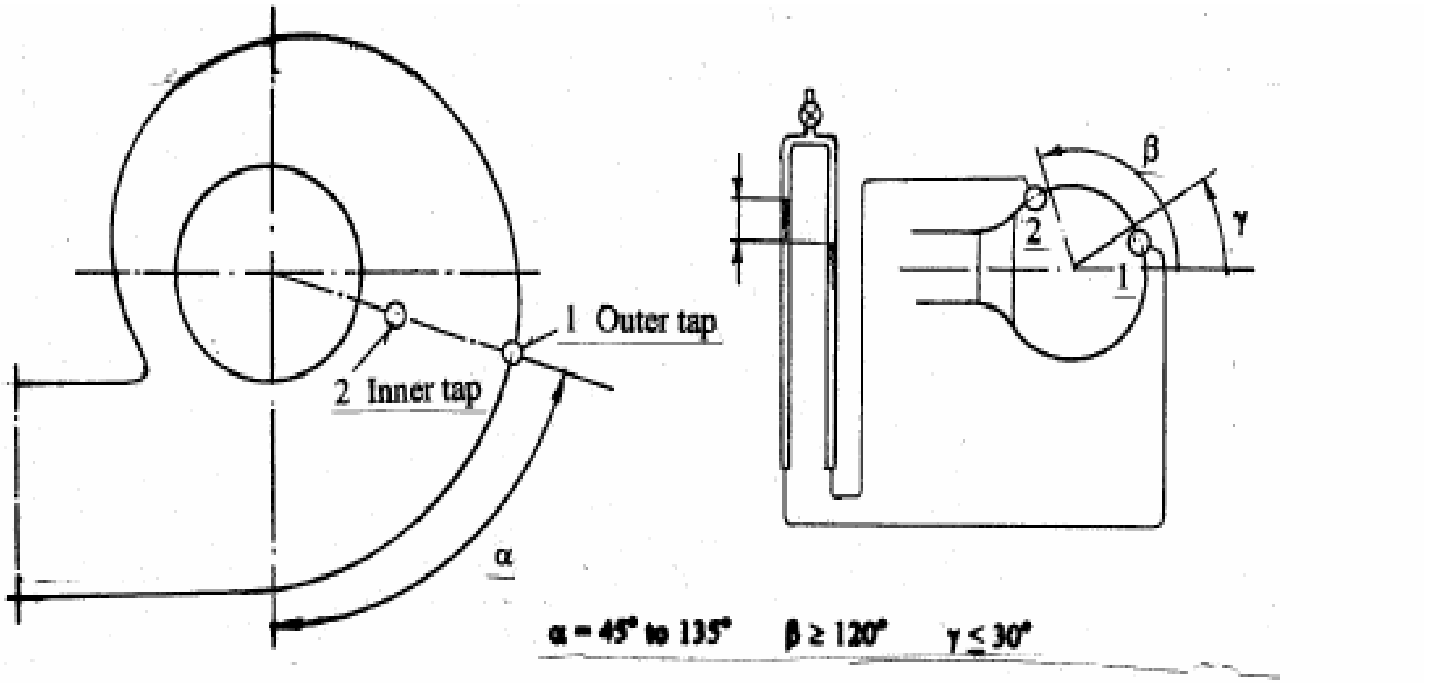
Instrumentación en una prueba de rendimiento por el método termodinámico

Métodos de medida relativos

Algunos ejemplos de métodos de medida relativos son:

-Método Winter-Kennedy. (Turbinas tipo Francis y Kaplan)

Determinación del caudal a través de la medida de presión diferencial entre tomas localizadas en el caracol de la turbina, como se muestra en el esquema siguiente.



El caudal es el producto entre una constante “k” y la presión diferencial elevada a un exponente de valor “n”. “k” y “n” son determinadas mediante una calibración con un método absoluto. Cuando esto último no es posible, se asume el exponente “n” igual a 0,5, y “k” es obtenida en los ensayos en el sitio, en un proceso iterativo de cálculo del caudal y altura neta, que finaliza cuando la altura neta calculada ya no varíe significativamente.

-Método carrera de los servomotores (Turbinas tipo Francis y Kaplan), o inyectores (Pelton)

Está basado en que el caudal es función de la altura neta y de la carrera del servomotor del distribuidor (o inyector). La determinación del caudal en cada punto de medida consiste en un proceso iterativo de cálculo, de altura neta y caudal, que termina cuando la altura neta calculada ya no varía significativamente.

Has finalizado la UNIDAD III

Tópicos de puesta en marcha

ACTIVIDAD

Elige una de las unidades generadoras de tu instalación y analiza los controles de puesta en servicio establecidos luego de un mantenimiento mayor. Realiza tus sugerencias.

BIBLIOGRAFÍA RECOMENDADA

- Mecánica de los fluidos y máquinas hidráulicas. Claudio Mataix. Ediciones del Castillo, 1977.

- Turbines hydrauliques et leur regulation. Lucien Vivier. Editions Albin Michel, 1969.

- Hydroturbines, design and construction. N.N. Kovalev. IPST, 1965.